



**Universidad
Zaragoza**

Trabajo Fin de Máster

SIMULACIÓN Y OPTIMIZACIÓN DE UN CICLO RANKINE ORGÁNICO (ORC) DE PEQUEÑA POTENCIA (10 kW).

Autor/es

Leticia Jiménez Douglas

Director/es

Francisco Javier Royo Herrer

Centro Politécnico Superior
2013

SIMULACIÓN Y OPTIMIZACIÓN DE UN CICLO RANKINE ORGÁNICO (ORC) DE PEQUEÑA POTENCIA (10 kW)

Resumen.

En el presente proyecto se simula y analiza el comportamiento de un ciclo Rankine orgánico experimental (ORC) de pequeña potencia (10 kW) para generación eléctrica a partir de la recuperación del calor en una instalación de trigeneración. Dicha planta está siendo operada en las instalaciones del Centro de Investigación de Recursos y Consumos Energéticos (CIRCE).

Las bajas temperaturas características de los calores residuales (de 90°C a 150°C) impiden su aprovechamiento mediante un ciclo Rankine clásico de vapor de agua, más adecuado para la utilización de fuentes energéticas de alta temperatura. Esto conduce a la necesidad de estudiar otros fluidos, de carácter orgánico, cuyas propiedades termodinámicas los hacen adecuados para operar con calores de media y baja temperatura.

En el presente proyecto se ha empleado el software *Engineering Equation Solver* (EES) para las simulaciones de los siguientes modelos realizados para el ciclo Rankine Orgánico (ORC) y el ciclo Rankine Orgánico con Recuperador de calor (RORC).

- Modelo ORC y RORC simple
- Modelo ORC y RORC basado en el comportamiento de la turbina
- Modelo ORC completo

Los modelos ORC y RORC simple han servido para la selección final del fluido orgánico de trabajo. En las simulaciones se han empleado solo aquellos fluidos que verificaban las condiciones adecuadas para la operación, en función de sus propiedades termodinámicas. Dichas simulaciones han permitido la selección del 1,1,1,3,3 pentafluoropropano (R245fa) como fluido óptimo de trabajo.

Tras este paso previo, empleando el fluido seleccionado, se realiza el segundo modelo en el que se simula el comportamiento de la turbina. Estas simulaciones se realizan en un ciclo Rankine Orgánico (ORC) y en una modificación del ciclo basada en la inclusión de un recuperador de calor (RORC) con el fin de evaluar las ventajas de rendimiento asociadas. Ésta modificación se descarta finalmente debido al bajo beneficio energético observado en las simulaciones.

Por último, se realiza el modelo ORC completo desarrollado para optimizar el funcionamiento de la planta experimental. En éste modelo se simula el comportamiento de la turbina, evaporador y condensador en diferentes condiciones de operación. Igualmente se calculan las pérdidas de carga en el ciclo que permitan analizar, entre otros, si se produce el fenómeno de cavitación en la bomba de la instalación.

INDICE.

1. INTRODUCCIÓN.....	7
1.1. OBJETIVOS Y ALCANCE	7
2. CICLO RANKINE ORGÁNICO (ORC).....	11
2.1. CONFIGURACIONES POSIBLES.....	11
2.1.1. CICLO ORC	11
2.1.2. CICLO ORC CON RECUPERADOR (RORC)	12
2.2. FLUIDO ORGÁNICO	12
2.3. TEMPERATURA DE LA FUENTE DE CALOR.....	15
3. MODELADO DEL ORC.....	19
3.1. SELECCIÓN DEL FLUIDO DE TRABAJO.....	19
3.2. DESESTIMACIÓN DE UN CICLO RORC.....	24
3.3. MODELO ORC COMPLETO.....	29
3.3.1. ECUACIONES DEL MODELO ORC COMPLETO EN EL PUNTO DE DISEÑO	31
3.3.2. ECUACIONES DEL MODELO ORC COMPLETO EN EL PUNTO FUERA DE DISEÑO	44
4. RESULTADOS.....	49
4.1. RESULTADOS DE FUNCIONAMIENTO EN EL PUNTO DE DISEÑO	49
4.1.1. MODELO ORC COMPLETO	49
4.2. RESULTADOS DE FUNCIONAMIENTO EN EL PUNTO FUERA DE DISEÑO	51
4.2.1. VARIACIÓN DE LA TEMPERATURA DEL R245FA A LA SALIDA DEL EVAPORADOR (T1)	51
4.2.2. VARIACIÓN DE LA TEMPERATURA DEL R245FA A LA SALIDA DEL CONDENSADOR (T3)	53
4.2.3. VARIACIÓN DE LA TEMPERATURA DEL AGUA A LA ENTRADA DEL CONDENSADOR	55
4.2.4. VARIACIÓN DE LA TEMPERATURA DEL AGUA A LA ENTRADA DEL EVAPORADOR.....	56
5. CONCLUSIONES	59
6. BIBLIOGRAFÍA.	63
7. ANEXOS	69
ANEXO 1. ECUACIONES DEL MODELO SIMPLE PARA EL ORC Y RORC.....	69
ANEXO 2. CLASIFICACIÓN DE SEGURIDAD EN PLANTA	75
ANEXO 3. MODELO DE LOS INTERCAMBIADORES MÉTODO NTU-EFECTIVIDAD	78
ANEXO 4. CARACTERÍSTICAS Y ESQUEMA DEL CONDENSADOR Y EVAPORADOR.....	83
ANEXO 5. CÁLCULOS RELATIVOS A LA INSTALACIÓN HIDRÁULICA.....	86
ANEXO 6. MODELO EN EES DEL CICLO ORC Y DE LAS PÉRDIDAS DE CARGA EN CONDICIONES DE DISEÑO Y FUERA DE DISEÑO.....	94

INDICE DE FIGURAS.

Figura 1. Configuración ORC simple [10].	11
Figura 2. Sistema ORC con recuperador [10].	12
Figura 3. Diagrama T-s para el agua.	13
Figura 4. Diagrama T-s de un ciclo ideal con expansión isoentrópica para fluido a) isoentrópico, b) seco [1].	14
Figura 5: Esquema de un conjunto de turbina de vapor de media presión y baja presión.	25
Figura 6. Diagrama T-h para el evaporador.	30
Figura 7. Diagrama T-h para el condensador.	30
Figura 8. Esquema de una turbina de vapor.	32
Figura 9. Diagrama de Moody [46,47].	42
Figura 10. Evolución del rendimiento isoentrópico de la turbina por variación de T1.	52
Figura 11. Evolución de flujo másico del R245fa y flujo másico del agua del evaporador y del condensador por variación de T1.	52
Figura 12. Evolución de la temperatura de salida del agua del evaporador y condensador por variación de T1.	53
Figura 13. Evolución del trabajo eléctrico producido en el ciclo por variación de T1.	53
Figura 14. Evolución rendimiento del ciclo por variación de T1.	53
Figura 15. Presión del R245fa a la salida del condensador (P3a) y entrada a la bomba (P3b) por variación de T1.	53
Figura 16. Evolución del rendimiento isoentrópico de la turbina por variación de T3.	54
Figura 17. Evolución de flujo másico del agua del evaporador y del condensador por variación de T3.	54
Figura 18. Evolución de la temperatura de salida del agua del condensador por variación de T3.	55
Figura 19. Evolución del trabajo eléctrico producido en el ciclo por variación de T3.	55
Figura 20. Evolución del rendimiento del ciclo por variación de T3.	55
Figura 21. Presión del R245fa a la salida del condensador (P3a) y entrada a la bomba (P3b) por variación de T3.	55
Figura 22. Evolución de la masa de agua en el condensador por variación de la temperatura del agua a la entrada del mismo.	56
Figura 23. Evolución de la temperatura de salida de agua en el condensador por variación de la temperatura del agua a la entrada del mismo.	56
Figura 24. Evolución de la masa de agua en el evaporador por variación de la temperatura del agua a la entrada del mismo.	56
Figura 25. Evolución de la temperatura de salida de agua en evaporador por variación de la temperatura del agua a la entrada del mismo.	56

INDICE DE TABLAS.

Tabla 1: Pendiente de la curva de vapor saturado, temperatura crítica y presión de condensación de los fluidos orgánicos.	21
Tabla 2: Valores de ODP y GWP para los fluidos de la primera selección [38,39].....	22
Tabla 3: Valores de TLV-TWA que determinan la toxicidad del fluido (C) , los valores del límite inferior (LI) y límite superior (LS) de inflamabilidad (F), clasificación de seguridad dada por el ASHRAE y la compatibilidad del fluido con el material de la instalación [38, 39, 51, 52, 53, 54].	23
Tabla 4. Resultados obtenidos de presión de entrada a la turbina, presión de condensación, temperatura crítica, título de vapor y rendimiento de cada ciclo para las condiciones establecidas en el modelo simple. P1=Presión evaporación (bar), P2=Presión condensación (bar).	24
Tabla 5. Variación del rendimiento del ciclo ORC y RORC en función del valor de T1.	28
Tabla 6. Parámetros fijados para las condiciones de diseño.	29
Tabla 7. Ecuaciones de los calores de evaporación.	35
Tabla 8. Ecuaciones de los calores de condensación.	39
Tabla 9. Valores de la altura de impulsión y aspiración para cada punto.	44
Tabla 10. Presión, Temperatura y caudal másico del fluido orgánico en los puntos de diseño.	49
Tabla 11. Resultados globales de la operación en el punto de diseño.	49
Tabla 12. Resumen resultados intercambiadores operando en el punto de diseño.	50
Tabla 13. Valores de pérdidas de carga lineales y singulares totales y pérdidas de carga totales generadas en cada tramo.	50
Tabla 14. Datos para el cálculo pérdidas de carga lineales y singulares. Los valores de Le (mm) han sido extraídos de [37,41,45] y los valores de los coeficientes K de [44].	87

1.INTRODUCCIÓN

1. INTRODUCCIÓN

El incremento de la demanda de electricidad, unido al progresivo encarecimiento de los combustibles fósiles y al impacto medioambiental asociados a su uso, es cada vez más pronunciado. Tal escenario plantea la necesidad de encontrar e implementar nuevas técnicas de producción de electricidad más eficientes y sostenibles [3].

En lo referente a sistemas de conversión eficientes, una de las soluciones son los sistemas de trigeneración, en los que, a partir de una misma energía primaria, se producen tres efectos útiles: electricidad, calor y frío. El ciclo Rankine orgánico (ORC) es una de las técnicas de generación eléctrica que puede utilizarse en trigeneración. Constituido por los mismos componentes básicos que un ciclo Rankine convencional, emplea un fluido orgánico de trabajo que permite aprovechar el calor procedente de fuentes energéticas de baja temperatura [1, 2, 5, 8].

Hoy día, existen más de 140 plantas de media escala (0,2-2 MWe) basadas en esta tecnología que aprovechan, entre otros, el calor generado en la combustión con biomasa para generación eléctrica. Cabe destacar las plantas de Allendorf Eder (Alemania, 200kWe), Aichach (Alemania, 800kWe), Arta Terme (Italia, 500kWe), Bregenz en (Austria, 1000kWe), Siezenheim (Austria, 1500kW), Abbiategrosso (Milán, 200kW) y Saldus (Latvia, 600kWe) [9, 10, 26].

Sin embargo, pocas han sido las investigaciones realizadas en plantas de pequeña escala (<100kW), que es una tecnología atractiva para sistemas de cogeneración que emplean el calor procedente de la combustión con biomasa [5, 3].

1.1. OBJETIVOS Y ALCANCE

El presente proyecto pretende cubrir los siguientes objetivos:

- Análisis de distintos fluidos orgánicos de trabajo, seleccionando los más indicados para la aplicación. Se tendrá en cuenta las propiedades termodinámicas del fluido, su impacto medioambiental y seguridad en planta así como los beneficios de rendimiento que el empleo del mismo aporta al ciclo.
- Desarrollo de un modelo ORC y un modelo RORC en los cuales se simula el comportamiento de la turbina para determinar la configuración más apropiada desde el punto de vista energético. Las simulaciones se realizan con el software Engineering Equation Solver (EES).
- Optimización del ciclo ORC a partir del modelo desarrollado mediante simulaciones con condiciones de operación diferentes a las establecidas en el diseño. En estas simulaciones se analiza el comportamiento de la turbina e intercambiadores de calor en el ciclo. Paralelamente, se realiza el cálculo de las pérdidas de carga de la instalación en cada una de las condiciones de operación estudiadas con el fin de determinar si existen fenómenos de cavitación. Las simulaciones en condiciones diferentes permite la optimización de la instalación.

El modelo del ciclo ORC desarrollado podrá ser utilizado para:

- Aprender la operación del ciclo
- Conocer a priori el comportamiento del ciclo (antes de las pruebas experimentales a realizar)
- Ahorrar costes (tiempo y dinero) con respecto a las pruebas reales
- Conocer el comportamiento en condiciones no posibles en la instalación real (altas y bajas presiones)
- Valorar modificaciones en el ciclo experimental antes de realizarlas

2.CICLO RANKINE ORGÁNICO (ORC)

2. CICLO RANKINE ORGÁNICO (ORC)

El ciclo Rankine con vapor de agua es el ciclo de potencia mas empleado en las centrales térmicas. No obstante, si lo que se busca es aprovechar calores de media y baja temperatura, el agua no es el fluido más adecuado. Para ello es más conveniente utilizar un ciclo Rankine orgánico (ORC), el cual emplea un fluido orgánico en lugar de agua.

Los ORCs están constituidos por los mismos componentes básicos que un ciclo Rankine convencional, es decir, evaporador, turbina, condensador y bomba. Para maximizar la eficiencia del ciclo en plantas de pequeña potencia, existen mejoras en su configuración básica como se describe a continuación.

2.1. CONFIGURACIONES POSIBLES

2.1.1. CICLO ORC

El esquema de funcionamiento del ciclo Rankine orgánico (ORC) se muestra en la Figura 1. El fluido de trabajo en estado líquido es evaporado a presión constante (Proceso 4-1) hasta alcanzar el estado de vapor saturado gracias al aporte energético de una fuente térmica de baja temperatura. El vapor generado es dirigido a la turbina (Proceso 1-2) para producir un trabajo que es convertido posteriormente en electricidad en un generador. El vapor sobrecalentado a baja presión a la salida de la turbina es condensado a presión constante (Proceso 2-3) y una bomba eleva su presión (Proceso 3-4) nuevamente para completar el ciclo en la entrada del evaporador.

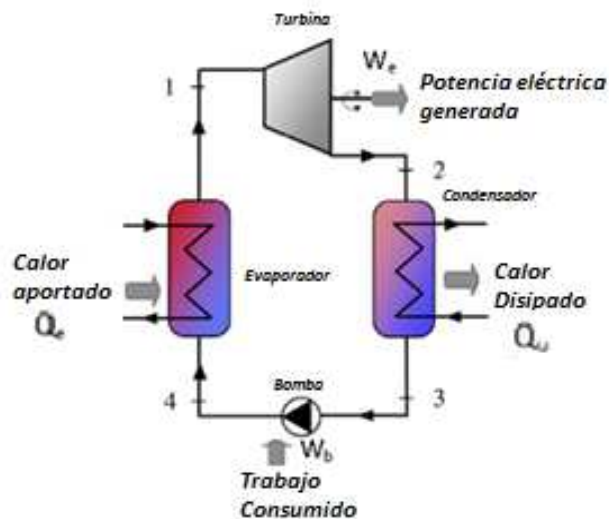


Figura 1. Configuración ORC simple [10].

2.1.2. CICLO ORC CON RECUPERADOR (RORC)

Una manera de mejorar la eficiencia del ciclo consiste en incorporar un recuperador de calor (ver Figura 2). De este modo, el proceso de expansión y compresión sucede en dos etapas. El vapor es expandido en una primera turbina de media presión (Proceso 1-2), a la salida de la cual, se extrae parte del mismo a una presión intermedia. El resto del vapor continúa su circulación a través de una segunda turbina donde se expande a menor presión (Proceso 2-3). Finalmente, tras su paso por el condensador (Proceso 3-4) el vapor es transformado en líquido saturado que se comprime en la bomba 1 (Proceso 4-5). Éste líquido comprimido será precalentado por el vapor extraído en un recuperador de calor (proceso 2,5-6) y posteriormente será comprimido en una segunda bomba (Proceso 6-7) antes de su entrada al evaporador.

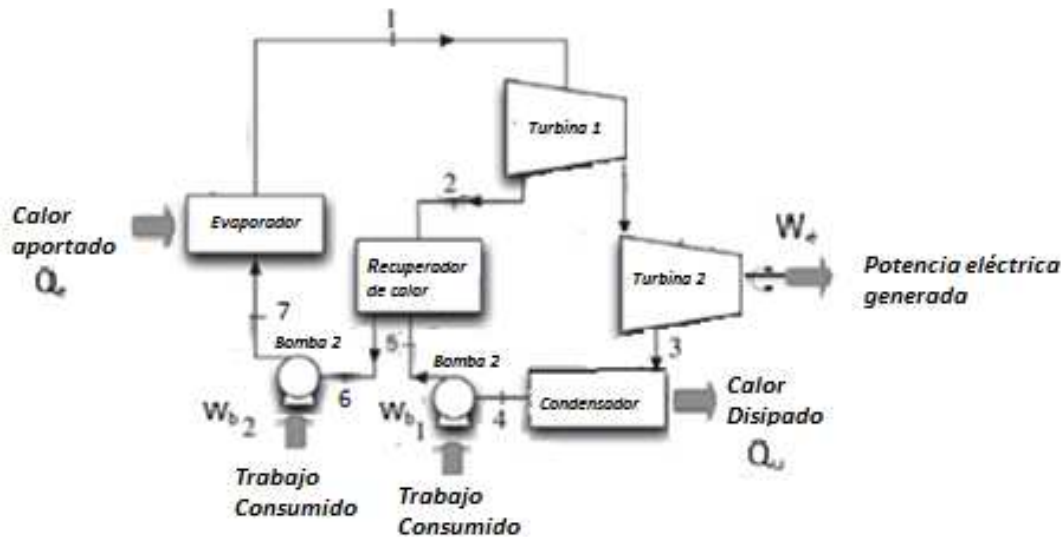


Figura 2. Sistema ORC con recuperador [10].

2.2. FLUIDO ORGÁNICO

Además de conocer las configuraciones posibles de la tecnología es interesante estudiar los distintos fluidos orgánicos de trabajo que, según sus propiedades y características, podrían ser empleados en un ORC de baja temperatura.

En el ciclo de Rankine convencional el fluido de trabajo empleado es agua. Las ventajas que presenta el empleo de agua en estos ciclos son [1, 2, 8, 21, 24]:

- Muy buena estabilidad térmica/química (no hay riesgo de descomposición).
- Baja viscosidad (menor trabajo de bombeo requerido).
- No es tóxico ni inflamable y, además, es medioambientalmente seguro.
- Es fluido barato y abundante.

Sin embargo, el agua se caracteriza por presentar una curva de saturación en el diagrama T-s propia de un fluido húmedo ($dT/ds < 0$), como se muestra en la Figura 3. Por todo ello, el agua es más apropiada para ser empleada en aplicaciones a elevadas temperaturas. Cuando se pretende recuperar el calor de fuentes térmicas a baja temperatura, el agua no es un fluido adecuado para el ciclo, debido a su baja eficiencia ya que requiere de un sobrecalentamiento elevado lo que encarece el evaporador. Si no se produce este sobrecalentamiento, hay que tener en cuenta el riesgo de erosión de los álabes de la turbina, exceso de presión en el evaporador, necesidad de complejas y costosas turbinas, etc. [1, 2, 8, 21, 29].

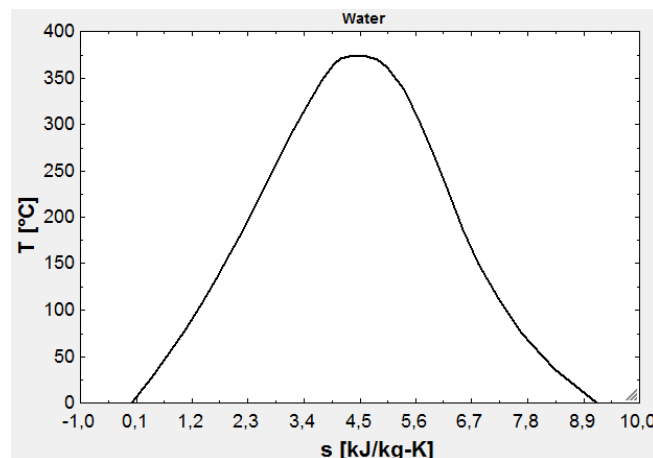


Figura 3. Diagrama T-s para el agua.

Para aplicaciones en plantas a pequeña escala los problemas al emplear agua pueden ser mitigados mediante la selección de un fluido orgánico como fluido de trabajo ya que, debido a sus propiedades termodinámicas, posibilita el uso de focos de calor de temperatura inferiores [5]. El fluido orgánico seleccionado constituye una de las variables más importantes a considerar cuando se pretende optimizar el funcionamiento de una planta con un ciclo Rankine orgánico.

Los fluidos potenciales para su empleo en un ORC son [3-10, 22]:

- ✓ Hidrocarburos (HC)
- ✓ Hidrofluorocarbonos (HFC)
- ✓ Hidroclorofluorocarbonos (HCFC)
- ✓ Clorofluorocarbonos (CFC)
- ✓ Perfluorocarbonos (PFC)
- ✓ Siloxanos
- ✓ Alcoholes
- ✓ Aldehídos
- ✓ Éteres
- ✓ Hidrofluoroéteres (HFE)
- ✓ Aminas
- ✓ Mezclas de fluidos (zeotrópicas u azeotrópicas)

A continuación se describen las propiedades a analizar en estos fluidos orgánicos a la hora de determinar su idoneidad para su empleo en ORCs:

- **Curva de saturación**

Una de las características más importantes que presentan los fluidos orgánicos respecto al agua es la curva de saturación en el diagrama T-s. Los fluidos orgánicos pueden ser fluidos secos o isoentrópicos [1-14].

Los fluidos secos se caracterizan por presentar una pendiente de vapor saturado positiva ($dT/ds > 0$), mientras que en los fluidos isoentrópicos, la curva de saturación es prácticamente paralela a la línea de expansión isoentrópica ($dT/ds \approx 0$). En la Figura 4 se observa el diagrama T-s para un fluido isoentrópico y un fluido seco [1]. Con fluidos que presentan este tipo de curvas de saturación se asegura que aunque se parta de vapor saturado, el proceso de expansión en la turbina termina en la región de vapor sobrecalentado o saturado, eliminando el riesgo de formación de gotas en la turbina que puedan provocar problemas en los álabes.

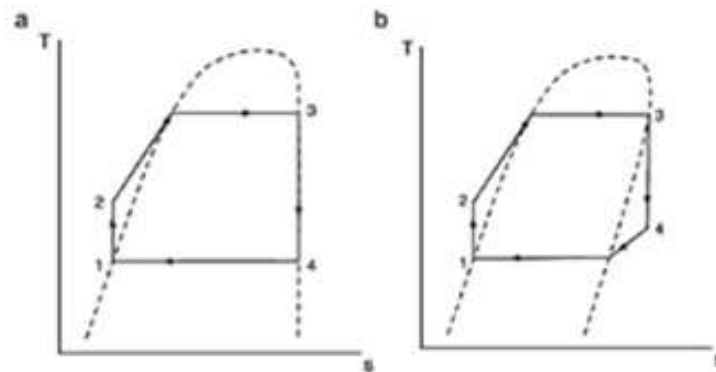


Figura 4. Diagrama T-s de un ciclo ideal con expansión isoentrópica para fluido a) isoentrópico, b) seco [1].

- **Temperatura de estabilidad del fluido alta [1, 8, 12, 23]**

Al contrario que el agua, normalmente los fluidos orgánicos sufren deterioros químicos y descomposición a altas temperaturas. La máxima temperatura de la fuente de calor esta, por tanto, limitada por la estabilidad química del fluido de trabajo, es decir, por su temperatura crítica.

- **Bajo impacto medioambiental [1, 8, 12, 23, 38, 39]**

El fluido debe presentar bajo potencial de agotamiento de ozono (ODP) y de calentamiento global (GWP). El ODP determina la capacidad relativa de los fluidos orgánicos para destruir las moléculas de ozono en la atmósfera. El GWP, en cambio, representa la capacidad de estos fluidos para contribuir al calentamiento global en relación con el dióxido de carbono (CO_2) que tiene un potencial de calentamiento atmosférico de 1, medido para un período de 100 años.

- **Características de seguridad en planta [1, 8, 12]**

El fluido debe presentar buena compatibilidad con los materiales y no debe ser corrosivo. Por otro lado, tampoco debe ser tóxico ni inflamable.

El **índice de toxicidad** es caracterizado por la concentración y el tiempo de exposición del fluido. Viene expresado en unidades volumétricas (V/V, ppm) a través del término **TVL (TWA)**. Este término hace referencia al valor límite umbral de concentración promedio para la jornada laboral (8 h/día) sin sufrir efectos adversos.

El **índice de inflamabilidad** del fluido orgánico en % volumen viene caracterizado por:

- **LI** (límite inferior): límite de concentración en el aire a partir del cual la mezcla puede ser explosiva (V/V).
- **LS** (límite superior): límite de concentración en el aire a partir del cual la mezcla deja de ser explosiva por falta de oxígeno (V/V).

- **Presiones aceptables [1, 8, 23]**

Presiones muy altas tienen un impacto negativo sobre la fiabilidad del ciclo. Además conducen a la necesidad de instalaciones más resistentes y caras.

2.3. TEMPERATURA DE LA FUENTE DE CALOR

El objetivo de los ORCs es poder dar uso al calor desprendido en los procesos industriales que se encuentra a baja o media temperatura ($90\text{-}370^{\circ}\text{C}$). A su vez, los ORCs se clasifican por trabajar a temperaturas relativamente altas, en torno $180\text{-}370^{\circ}\text{C}$ [12], o temperaturas bajas, alrededor de $90\text{-}150^{\circ}\text{C}$ [23]. Este calor desprendido en los procesos industriales será utilizado para calentar un fluido intermedio que permita la evaporación del fluido orgánico. La temperatura máxima de trabajo en el ciclo, vendrá limitada por la temperatura crítica del fluido empleado.

Actualmente, plantas de ORC de media escala (0,2-2 MWe), trabajando a elevadas temperaturas ($180\text{-}370^{\circ}\text{C}$), han obtenido resultados satisfactorios en las plantas de Admont (400 kWe) y de Lienz (100 kWe). En dichas plantas se han alcanzado eficiencias eléctricas del orden del 18% [14, 16].

Sin embargo, en plantas de pequeño tamaño, trabajar a temperaturas en torno los 180°C - 370°C no resulta ser una opción atractiva. En este caso, supondría someter a los equipos a elevadas presiones y, por tanto, inseguridad de trabajo. Al mismo tiempo se requeriría en la instalación de un sistema más complejo y, en consecuencia, esto produciría un aumento en los costes [2]. De este modo, en plantas experimentales de pequeña potencia ($<10\text{kWe}$), resulta más interesante trabajar con ORCs a baja temperatura ($90\text{-}150^{\circ}\text{C}$). Pocos han sido los experimentos realizados en plantas de pequeña potencia. Hay que destacar los estudios llevados a cabo en la planta a escala de laboratorio de 1 kWe de la Universidad de Nottingham

[4] y la planta experimental de 10 kWe desarrollada por la Universidad Tecnológica de Viena [16]. En ambas plantas, se emplea el calor a baja temperatura procedente de la combustión con biomasa.

3.MODELADO DEL ORC

3. MODELADO DEL ORC

En este capítulo se va a desarrollar la parte principal del proyecto correspondiente al modelado final del ciclo ORC. Para ello, considerando el ciclo Rankine orgánico (ORC) y el ciclo Rankine orgánico con recuperador de calor (RORC), anteriormente descritos en el apartado 2.1, se han realizado tres modelos.

- Modelo ORC y RORC simple
- Modelo ORC y RORC basado en el comportamiento de la turbina
- Modelo ORC completo

Se expone en primer lugar el proceso seguido para la selección del fluido orgánico a emplear. En este proceso, se utiliza el modelo ORC y RORC simple para la elección final del fluido óptimo entre los seleccionados por cuestiones termodinámicamente.

Una vez seleccionado el fluido de trabajo se realiza un análisis de la viabilidad de un ORC y un ORC con recuperador de calor (RORC), a fin de encontrar la configuración más adecuada en términos energéticos. Este análisis se lleva a cabo con el segundo modelo ORC citado, en el que se analiza el rendimiento de cada ciclo a partir de un modelo complejo de turbina (en lugar de suponer un rendimiento isoentrópico constante) comportamiento de la turbina.

Finalmente, tras la selección del ciclo Rankine Orgánico (ORC) se realiza el modelo ORC completo. Se ha implementado un modelado ORC completo en condiciones de diseño y otro modelado en condiciones fuera de diseño que permita la optimización del funcionamiento de la planta experimental. En estos dos últimos modelos también se han analizado las pérdidas de carga para examinar posibles procesos de cavitación en la bomba. En el modelo de diseño se han establecido unas condiciones iniciales a partir de las cuales se obtienen los valores de ciertos parámetros necesarios para evaluar el modelo en condiciones de operación. Tanto en el modelo de diseño como en el de operación las simulaciones realizadas se centran en evaluar el comportamiento de la turbina y los intercambiadores de calor que componen el ciclo.

3.1. SELECCIÓN DEL FLUIDO DE TRABAJO

El análisis de los fluidos disponibles, así como la elección del fluido de trabajo final, han sido posibles gracias a la base de datos del software *Engineering Equation Solver* (EES). El software EES es ampliamente utilizado para el modelado de ciclos termodinámicos gracias a su extensa base de datos referente a fluidos y sus propiedades termofísicas.

De todos los fluidos trabajados con éste software, como se recoge en la Tabla 1, se puede realizar una selección inicial de acuerdo con los siguientes requisitos termodinámicos:

- Pendiente positiva de la línea de vapor saturado en el diagrama T-s, es decir, se quiere trabajar con fluidos secos.
- Temperatura del punto crítico superior a 90°C por marcar un límite mínimo en la temperatura de la fuente de calor.

- Presión de condensación superior a 1 bar para evitar entrada de aire. Para ello, se establece la temperatura del fluido a la salida del condensador en un rango de 35 a 40 °C . No será calculada la presión de condensación para aquellos fluidos que no permitan trabajar entre este rango de temperaturas.

Fluido	Clasificación según pendiente Curva Vapor Saturado	Tª crítica (°C)	Presión condensación >1 (bar)
R11	Isoentrópico	198	1,734
R12	Isoentrópico	112	9,6
R13	Húmedo	28,86	
R113	Seco	214,1	0,7808
R114	Seco	145,7	3,369
R116	Isoentrópico	19,88	
R123	Seco	183,7	1,547
R124	Isoentrópico	122,2	5,941
R125	Isoentrópico	66,02	20,08
R134a	Isoentrópico	101	10,17
R245fa	Seco	154	2,496
R1234yf	Isoentrópico	94,7	10,18
R1234yf_mh	Isoentrópico	94,7	10,18
R1234ze	Isoentrópico	109,4	7,673
R134a_mh	Húmedo	101,1	10,17
R13B1	Húmedo	67	22,79
R14	Húmedo	-45,65	
R141b	Isoentrópico	204,2	1,329
R142b	Isoentrópico	137,1	5,216
R143a	Húmedo	72,7	17,1
R218	Seco	71,87	12
R22	Húmedo	96,13	15,34
R22_mh	Húmedo	96,2	15,33
R227ea	Seco	102,8	7,003
R23	Húmedo	26,13	
R236fa	Seco	124,9	4,375
R290	Isoentrópico	96,68	13,69
R32	Húmedo	78,11	24,78
R404A	Isoentrópico	72,15	
R407C	Isoentrópico	86,79	17,37
R41	Húmedo	44,13	53,64
R410A	Húmedo	72,13	24,16
R423A	Isoentrópico	99,52	9,306
R500	Isoentrópico	105,5	11,35
R502	Isoentrópico	82,16	16,76
R507A	Isoentrópico	70,74	18,73
R508B	Húmedo	13,99	
R600	Seco	152	3,792

R600a	Seco	135	5,286
R718	Húmedo	374	0,07381
R744	Húmedo	30,98	
FC72	Seco	175,4	0,5636
FC87	Seco	147,9	1,477
HFE7000	Seco	165	1,197
HFE7500	Seco	261	0,02674
HFE7100	Seco	195,3	0,5048
Siloxane_1	Seco	245,5	0,1148
Siloxane_2	Seco	393,13	0,3897
Siloxane_3	Seco	290,9	0,01231
Vapor_IAPWS	Húmedo	373,9	0,07385
Vapor_NBS	Húmedo	374	0,07381
Acetona	Isoentrópico	236	0,5653
Ammonia	Húmedo	132,3	15,55
Ammonia_mh	Húmedo	132,3	15,59
Benceno	Seco	288,9	0,2439
C6_Fluorocetona	Seco	168,7	0,7296
Ciclohexano	Seco	280,5	0,2463
Dimetilcarbono	Seco	284,8	0,1487
Dimetiléter	Isoentrópico	127,2	8,953
Etanol	Húmedo	240,8	0,1789
Etilbenceno	Seco	344	0,02873
Sulfuro de hidrógeno	Húmedo	100,2	28,6
Ice	Húmedo	374	0,07381
Isobutano	Seco	134,7	5,309
Isopentano	Seco	187,2	1,513
Isopropanol	Isoentrópico	235,2	0,1439
Metanol	Húmedo	240,2	0,347
m-Xileno	Seco	343,7	0,02489
n-Butano	Seco	152	3,792
n-decano	Seco	344,6	0,004869
n-dodecano	Seco	385	0,000578
n-heptano	Seco	267	0,1232
n-hexano	Seco	234,7	0,3714
n-nonano	Seco	321,4	0,01427
n-octano	Seco	296,2	0,0412
n-pentano	Seco	195,5	1,163
o-xileno	Seco	357,1	0,02062
p-xileno	Seco	343	0,02657
Dióxido de azufre	Seco	157,5	6,299
tolueno	Seco	318,6	0,07907

Tabla 1: Pendiente de la curva de vapor saturado, temperatura crítica y presión de condensación de los fluidos orgánicos.

Estas restricciones reducen los fluidos de trabajo posibles a: R11, R114, R123, R124, R134a, R245fa, R1234yf, R1234ze, R141b, R142b, R22, R227ea, R236fa, R290, R423a, R500, R600, FC87, HFE7000, Ammonia_{mh}, Dimetiléter, Isobutano, Isopentano y n-butano.

De entre estos fluidos, se seleccionan a partir de los valores recogidos en la Tabla 2, aquellos fluidos que son medioambientalmente más beneficiosos al presentar un potencial nulo de destrucción de la capa de ozono (ODP) y bajo potencial de calentamiento global (GWP).

Fluido	ODP	GWP	Fluido	ODP	GWP
R11	1	4000	R236fa	0	6300
R114	0,8	8000	R290	0	20
R123	0,022	250	R423a	0	2280
R124	0,022	700	R500	0,74	6010
R134a	0	1300	R600	0	3
R245fa	0	820	FC87	0	5000
R1234yf	0	4	HFE7000	0	575
R1234ze	0	6	Ammonia_{mh}	0	0
R141b	0,11	630	Dimetiléter	0	1
R142b	0,06	2000	Isobutano	0	20
R227ea	0	2900	Isopentano	0	11
R22	0,06	1700	n-butano	0	3

Tabla 2: Valores de ODP y GWP para los fluidos de la primera selección [38,39].

Tras éste segundo paso, se simplifica la selección anterior a los siguientes fluidos: R134a, R245fa, R1234yf, R1234ze, R227ea, R290, R423a, R600, HFE7000, Ammonia_{mh}, Dimetiléter, Isobutano, Isopentano y n-butano. A continuación, se comprueba que todos éstos fluidos seleccionados no perjudiquen o afecten a la seguridad de la planta.

A partir de este análisis, se van a seleccionar aquellos fluidos que sean compatibles con los materiales de los equipos y accesorios que componen la instalación así como aquellos fluidos que no sean tóxicos ni inflamables (clasificación de seguridad dada por el ASHRAE atendiendo: al valor límite de peso promedio del fluido orgánico (TLV-TWA) para índice de toxicidad (C, ppm) y al límite inferior (LI) y superior (LS) de inflamabilidad (F, % v/v volumen del fluido cuando forma una mezcla con el aire) para índice de flamabilidad, ver ANEXO 2). Los valores de estos tres parámetros han sido recopilados de diferentes fabricantes.

Fluido	F (LI/LS) % v/v	C (ppm)	Clasificación seguridad	Compatibilidad con el material de la instalación
R134a	No Inflamable	1000	A1	Precaución Plásticos Limitar cobre
R245fa	No Inflamable	400	A1	
R1234yf	6,3/12,9 %	600	A2	
R1234ze	5,7/11,3%	800	A2	
R152a	3,9/16,9%	1000	A2	
R227ea	No Inflamable	1000	A1	
R290	2,2/9,5%	2500	A3	
R423a	No Inflamable	1000	A1	Precaución plásticos
R600	2,1/8,5%	800	A3	
HFE7000	No Inflamable	75	B1	
Ammonia_mh	No Inflamable	25	B1	Limitar Cobre
Dimetiléter	3,4/27%	400	A3	
Isobutano	1,8/8,4%	1000	A3	
Isopentano	1,3/7,6%	1000	A3	
n-butano	1,8/8,4%	800	A3	

Tabla 3: Valores de TLV-TWA que determinan la toxicidad del fluido (C) , los valores del límite inferior (LI) y límite superior (LS) de inflamabilidad (F), clasificación de seguridad dada por el ASHRAE y la compatibilidad del fluido con el material de la instalación [38, 39, 51, 52, 53, 54].

Mediante este ultimo filtrado los fluidos a estudiar se reducen a cuatro: R134a, R245fa, R227ea, R423a.

Para la elección del fluido de trabajo definitivo entre estos cuatro últimos, se realizó un primer modelo simple del ciclo (ORC), así como un modelo simple de una modificación del ciclo donde se contaba con un recuperador de calor (RORC). Las ecuaciones gobernantes que definen cada uno de los modelos quedan recogidas en el ANEXO 1. De este modo, se pretendía analizar, mediante los resultados obtenidos, la mayor o menor adecuación de los fluidos barajados. La potencia del evaporador se consideró de 100 kW, el rendimiento isoentrópico en la turbina del 60% y el rendimiento isoentrópico en la bomba del 50%. En este primer modelo simple, se fija la temperatura máxima del fluido en la salida del evaporador (T_1) en 150°C , sin exceder una presión en el ciclo de 50 bares, para evitar en planta problemas de descomposición del fluido al trabajar a temperaturas superiores. Ésta máxima temperatura (T_1) viene limitada por el valor de la temperatura crítica del fluido (T_c), de modo que:

- Para $T_c > 160^{\circ}\text{C} \rightarrow T_1 = 150^{\circ}\text{C}$
- Para $100^{\circ}\text{C} \leq T_c \leq 150^{\circ}\text{C} \rightarrow T_1 = T_c - 10^{\circ}\text{C}$
- Para $90^{\circ}\text{C} \leq T_c \leq 100 \rightarrow T_1 = 90^{\circ}\text{C}$

Los resultados obtenidos en la simulación de cada fluido orgánico con el modelo ORC y RORC simple se presentan en la Tabla 4.

	P1 (bar)	P2 (bar)	T _c (°C)	Título de vapor	Rendimiento ORC (%)	Rendimiento RORC (%)
R134a	32,47	10,170	101,0	0,9615	4,57	18,29
R245fa	28,15	2,496	154,0	1,0000	9,19	12,63
R227ea	25,56	7,003	102,8	1,0000	4,50	26,04
R423a	29,47	9,306	99,52	1,0000	2,64	20,64

Tabla 4. Resultados obtenidos de presión de entrada a la turbina, presión de condensación, temperatura crítica, título de vapor y rendimiento de cada ciclo para las condiciones establecidas en el modelo simple. P1=Presión evaporación (bar), P2=Presión condensación (bar).

Tras esta simulación, se descartaron dos fluidos más. El fluido R134a fue descartado por presentar menor título de vapor a la salida de la turbina (0,9615) lo cual indica mayor probabilidad de presentar problemas de corrosión de los álabes. Por otro lado, el R423a fue desestimado también por ser el fluido que menor temperatura crítica presenta lo cual limita la temperatura de la fuente térmica de calor.

El principal parámetro a tener en cuenta en la evaluación de los fluidos restantes es el rendimiento del ciclo obtenido en cada caso. Como se observa en la Tabla 4, el rendimiento obtenido con el fluido R245fa para el ciclo ORC (9,19 %) es considerablemente superior al otro fluido (4,50 %). Aunque en la simulación del RORC se obtiene un rendimiento inferior con el R245fa, al no haber determinado todavía la viabilidad de este ciclo, se opta por trabajar con dicho fluido en el modelo a desarrollar. Se presenta información adicional sobre este fluido en el ANEXO 2.

Una vez seleccionado como fluido de trabajo el R245fa, se procede al modelado del ciclo ORC y RORC descrito en el apartado 2.1. Estos modelos son también implementados a partir del programa informático EES (Engeneering Equation Solver).

3.2. DESESTIMACIÓN DE UN CICLO RORC

En un primer planteamiento, se analizó la posibilidad de incluir un recuperador de calor en el modelo (RORC) con objeto de mejorar el aprovechamiento energético de la planta. Para analizar la viabilidad de esta modificación, se realizó un segundo modelado del ciclo ORC y RORC donde se simuló el comportamiento de la turbina, con fin de determinar el beneficio obtenido en el rendimiento final del ciclo el cual está directamente influenciado por el rendimiento isoentrópico de la turbina. Variando la temperatura de salida del evaporador (condiciones fuera de diseño para éste modelo) respecto a un valor fijado de 150 °C (condiciones de diseño para éste modelo), se observó cómo se veía afectado el trabajo final producido y, en consecuencia, el rendimiento del ciclo (el valor fijado de la temperatura de salida del condensador (T3) para éste modelo se fijó en 40 °C).

Las ecuaciones que rigen el análisis del comportamiento de las turbinas que componen el ciclo RORC se desarrollan a continuación.

Respecto al ciclo ORC, al ser éste el ciclo finalmente seleccionado como se indica posteriormente al final de éste apartado, las ecuaciones que definen el comportamiento de la turbina quedan recogidas en el apartado 0 del modelo ORC completo.

En el ciclo Rankine Orgánico con recuperador de calor (RORC), se emplean una primera turbina de media presión y una segunda turbina de baja presión. La circulación del flujo másico del fluido a través de ambas turbinas indicando la extracción de vapor realizada queda recogida en la Figura 5.



Figura 5: Esquema de un conjunto de turbina de vapor de media presión y baja presión

El trabajo total realizado (W_t) por ambas turbinas queda definido mediante las ecuaciones 1, 2 y 3.

❖ **Turbina media presión:**

$$W_{t,1} = \dot{m}_{R245fa} * (h_1 - h_2) \quad (1)$$

❖ **Turbina baja presión:**

$$W_{t,2} = \dot{m}_{R245fa,b} * (h_2 - h_3) \quad (2)$$

$$W_t = W_{t,1} + W_{t,2} \quad (3)$$

Donde:

h_1, h_2 y h_3 : entalpía del R245fa a la entrada de la turbina de media presión, entalpía del R245fa a la salida de la turbina de media presión o entrada en la turbina de baja presión y entalpía del R245fa a la salida de la turbina de baja presión en (kJ/kg), respectivamente.

•
 \dot{m}_{R245fa} y $\dot{m}_{R245fa,b}$: flujo másico del R245fa a la entrada de la turbina de media presión y flujo másico del R245fa a la entrada de la turbina de baja presión en (kg/s), respectivamente.

$W_{t,1}, W_{t,2}$: potencia de la turbina de media presión y de la turbina de baja presión (kW), respectivamente.

Para poder analizar a posteriori la variación del flujo másico del fluido orgánico en condiciones fuera de diseño, se emplea la expresión analítica de la *Ley de la Elipse de Stodola* [19]. Esta expresión relaciona el flujo másico con las propiedades del vapor a la entrada y salida de la turbina (presión y temperatura). La expresión analítica caracterizada para la turbina de media presión (no saturada o no estrangulada) queda recogida en la ecuación 4

$$\dot{m}_{R245fa} = K * \sqrt{\frac{P_1}{V_1}} * \sqrt{1 - \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^2} \quad (4)$$

Donde:

P_2 : Presión a la salida de la turbina de media presión (bar)

•
 \dot{m}_{R245fa} : flujo másico que atraviesa la turbina de media presión (kg/s)

K: Constante que se obtiene a partir de las condiciones de diseño.

Para la turbina de baja presión (saturada o estrangulada), la Ley de la Elipse de Stodola está definida ahora en función de P_2 y V_2 mediante la ecuación 5

$$\dot{m}_{R245fa,b} = K_b * \sqrt{\frac{P_2}{V_2}} \quad (5)$$

Donde K_b es una constante que se obtiene a partir de las condiciones de diseño.

Debido a la variación del flujo másico, el rendimiento isoentrópico de ambas turbinas en condiciones fuera de diseño también se verá afectado. Se emplean expresiones empíricas desarrolladas por Spencer, Cotton y Cannon [20] para determinar la variación a la que pueda verse sometida éste rendimiento isoentrópico (η_{st}) respecto a un rendimiento isoentrópico de referencia (η_o)

La expresión de Spencer, Cotton y Cannon caracterizada para la turbina de media presión se define en la ecuación 6

$$\eta_{st,1} = \frac{(h1 - h2)}{(h1 - h2s)} = \eta_{0,TM} + A_{1-2} + \frac{B_{1-2}}{(\dot{V}_1)} \quad (6)$$

Donde:

$\eta_{st,1}$: Rendimiento isentrópico de la turbina de media presión (establecido en 60% en condiciones de diseño).

$\eta_{0,TM}$: Rendimiento isentrópico de referencia de la turbina de media presión.

El parámetro A_{1-2} , fijado en un valor del 2% en el punto de diseño, viene definido por la ecuación 7

$$A_{1-2} = \frac{2}{100} = kA_{1-2} * \left(0,75 * \ln \left(\frac{P_1}{P_2} - 0,3 \right) \right) - \left(\frac{0,55}{\ln \left(\frac{P_1}{P_2} - 0,3 \right)} \right) \quad (7)$$

Donde la constante kA_{1-2} se obtiene a partir de condiciones de diseño.

El mismo valor del 2% toma la fracción entre el parámetro B_{1-2} y el caudal volumétrico a la entrada de la turbina de media presión ($\dot{V}_1 = \dot{m}_{R245fa} * V_1$, m³/s). Este parámetro B_{1-2} viene definido mediante la ecuación 8.

$$B_{1-2} = kB_{1-2} * \left(-4 + 0,6 * \ln \left(\frac{P_1}{P_2} + 0,8 \right) \right) - \left(\frac{0,55}{\ln \left(\frac{P_1}{P_2} + 0,8 \right)} \right) \quad (8)$$

Donde kB_{1-2} es una constante que se obtiene a partir de condiciones de diseño.

Por otro lado, la variación del rendimiento isentrópico de la turbina de baja presión (60%) también se determina a partir de la expresión empírica desarrollada por Spencer, Cotton y Cannon [20] pero ahora mediante la ecuación 9.

$$\eta_{st,2} = \frac{(h2-h3)}{(h2-h3s)} = \eta_{0,TB} - A_{2-3} - \frac{PE_{2-3}}{(h2-h3)} \quad (9)$$

En ésta situación:

$\eta_{st,2}$: Rendimiento isentrópico de la turbina de baja presión (60%, en condiciones de diseño).

$\eta_{0,TB}$: Rendimiento isentrópico de referencia de la turbina de baja presión.

El parámetro A_{2-3} y la fracción $\frac{PE_{2-3}}{(h_2 - h_3)}$ también se fijan en un valor del 2% en el punto de diseño.

El parámetro A_{2-3} viene definido por la ecuación 10

$$A_{2-3} = \frac{2}{100} = \frac{kA_{2-3}}{\dot{V}_2} \quad (10)$$

Donde la constante kA_{2-3} se obtiene a partir de las condiciones de diseño.

Las pérdidas en el escape (PE) se definen mediante la ecuación 11

$$PE_{2-3} = kPE_{2-3} * (648 - 1532 * \left(\frac{\dot{V}_3}{\dot{V}_{3d}} \right) + 1193 * \left(\frac{\dot{V}_3}{\dot{V}_{3d}} \right)^2 - 284 * \left(\frac{\dot{V}_3}{\dot{V}_{3d}} \right)^3) \quad (11)$$

Donde \dot{V}_{3d} es el caudal volumétrico a la salida de la turbina de baja presión en condiciones de diseño (m^3/s).

Finalmente, las constantes obtenidas son:

$$K_{2-3}, kA_{1-2}, kB_{1-2}, kb, kA_{2-3}, kPE_{2-3}$$

Todas éstas constantes junto con los valores de los rendimientos isentrópicos de referencia ($\eta_{0, TM}$ y $\eta_{0, TB}$) han sido empleadas en condiciones diferentes al punto de diseño (diferentes valores de T1 y P2) para evaluar el efecto de la variación del rendimiento isentrópico de las turbinas y flujo másico del fluido orgánico sobre el rendimiento del ciclo Rankine Orgánico con recuperador de calor (RORC).

Los resultados obtenidos para cada uno de los ciclos se pueden ver en la Tabla 5.

T1 (°C)	T3 (°C)	W (kW)	Rendimiento del ciclo ORC (%)	Rendimiento del ciclo RORC (%)
150	40	11,67	9,41	10,87
140	40	9,25	9,09	10,06
130	40	6,40	8,12	9,43
120	40	5,20	6,77	8,31

Tabla 5. Variación del rendimiento del ciclo ORC y RORC en función del valor de T1.

A medida que la temperatura de entrada (T1) es menor, la potencia y el rendimiento del ciclo disminuyen, observándose el mayor rendimiento a una temperatura de 150°C . En estas condiciones óptimas, la incorporación de un recuperador de calor al ciclo aumenta el rendimiento del mismo únicamente un 1,46%. De modo, que se adopta finalmente como

modelo un ciclo de Rankine orgánico simple (ORC), ya que la incorporación del recuperador de calor añade una complejidad considerable a las instalaciones del ciclo y un importante aumento de la inversión que no es compensada con este bajo incremento del rendimiento.

3.3. MODELO ORC COMPLETO

El modelo ORC es el empleado para optimizar el funcionamiento de la planta de 10 kW de potencia objeto del presente estudio. En particular, en el modelo desarrollado se simula el comportamiento de la turbina, el evaporador y el condensador. Se realiza también la determinación de las pérdidas de carga en la instalación. Para ello se tiene en cuenta la disposición de los elementos en la planta, es decir, la longitud de los conductos y la inclusión de elementos en los mismos. Mediante el cálculo de las pérdidas de carga, se puede analizar la presión del fluido orgánico a la entrada de la bomba para asegurar que este se encuentre en estado líquido. Esta condición es necesaria a fin de evitar la formación de vapor que produzca el proceso de cavitación en la bomba.

Para realizar la implementación del modelo ORC junto con el cálculo de las pérdidas de carga de la instalación, se utiliza de nuevo el software EES. En el ANEXO 6 se recoge todo el desarrollo de ambos modelos realizado en éste software informático. En la Figura 1 puede observarse los puntos de la instalación (del 1 al 4) empleados en el modelado para definir las entradas y salidas del fluido orgánico a través de cada uno de los equipos. En el modelo se han fijado algunos parámetros, para establecer las condiciones de diseño de partida del modelo para todas las diferentes simulaciones y casos de estudio a analizar posteriormente. Estos datos fijados se muestran en la Tabla 6.

Parámetro	Valor
Temperatura del R245fa a la salida del evaporador, T_{1_d}	145 °C
Temperatura del R245fa a la salida del condensador, T_{3_d}	40 °C
Rendimiento isoentrópico de la turbina, η_{st_d}	60%
Rendimiento isoentrópico de la bomba, η_{sp_d}	50%
Temperatura del agua a la entrada del condensador, $T_{agua, entrada, con_d}$	30 °C
Temperatura del agua a la entrada del evaporador, $T_{agua, entrada, eva_d}$	160 °C
Potencia total del evaporador, Q_{total, eva_d}	100 kW

Tabla 6. Parámetros fijados para las condiciones de diseño.

En las simulaciones realizadas en condiciones fuera de diseño η_{sp} mantienen el mismo valor que los considerados en el diseño de partida.

En el desarrollo del modelo en condiciones de diseño se dispone de ciertos grados de libertad, es decir, variables cuya modificación permite determinar el ciclo óptimo para la instalación estudiada. Estas variables son las siguientes:

- **ΔT pinch Point evaporador.** El pinch point o punto de estricción del evaporador se define en un diagrama T-h como el punto donde se obtiene la mínima diferencia de

temperatura entre el fluido orgánico y el agua calentada por la fuente de calor en el proceso de evaporación. Valores óptimos estarían entre 5°C y 10°C [11, 13, 15, 17, 18]. En la Figura 6 se muestra una representación ilustrativa del pinch point en el proceso de evaporación.

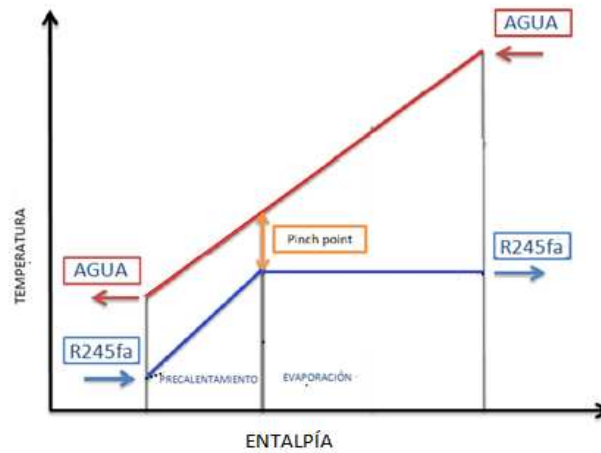


Figura 6. Diagrama T-h para el evaporador.

- ΔT **pinch Point condensador.** Para el diseño del ciclo, un valor típico de esta variable sería entre $2\text{-}6^{\circ}\text{C}$ [11, 13, 15, 17, 18]. El pinch point en el proceso de condensación se corresponderá con la mínima diferencia de temperatura entre el fluido orgánico y el agua, referida al punto donde el fluido orgánico se encuentra en estado de vapor saturado. En la Figura 7 se puede ver como identificar el pinch point de condensación.

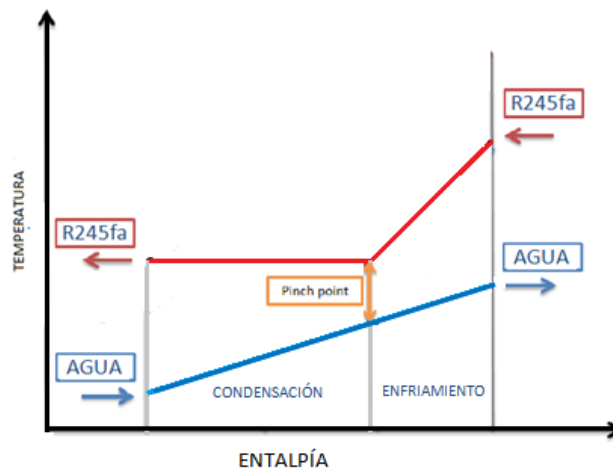


Figura 7. Diagrama T-h para el condensador.

Una vez establecidos los valores de los parámetros en diseño e identificadas las variables, se procede al desarrollo de las ecuaciones empleadas en el modelo ORC y del modelo de pérdidas de carga. En ambos casos se ha realizado el estudio en dos fases: una primera fase denominada *Modelo de diseño*, y una posterior evaluación del ciclo en condiciones diferentes

a las de diseño, *Modelo fuera de diseño*. La terminología empleada para definir las condiciones de diseño de cada ciclo es el subíndice “d”. En el caso del modelo fuera de diseño se emplea el subíndice “fd”.

Otra terminología empleada para diferenciar los fluidos que intervienen en el proceso de intercambio de calor, tanto en el punto de diseño como en el punto de operación, serán los subíndices “**R245fa**” para las propiedades o características referidas al fluido orgánico y el subíndice “**agua**” para las correspondientes al agua. El subíndice “**fluido caliente**” que hace referencia al fluido caliente y el subíndice “**fluido frío**” que hace referencia al fluido frío.

3.3.1. ECUACIONES DEL MODELO ORC COMPLETO EN EL PUNTO DE DISEÑO

Ya que las ecuaciones empleadas en el modelo ORC son las mismas tanto en el punto de diseño como fuera de diseño, estas se describen solo en el modelo de diseño (en el modelo fuera de diseño varían las variables libres). La descripción se ha realizado para cada elemento del ciclo por separado para simplificar la interpretación de las mismas.

En estas ecuaciones aparecen unas variables indicadas con subíndice d que toman el mismo valor (fijadas para condiciones de diseño) en el desarrollo de ambos modelos (modelo de diseño y fuera de diseño). El resto de variables que no presentan ningún subíndice toman valores diferentes en el modelo de diseño y en el modelo fuera de diseño.

Gracias al desarrollo del modelo de diseño (a partir de los datos de partida recogidos en la Tabla 6), se extrae el valor de unas constantes que permanecen fijadas en el modelo fuera de diseño. En éste modelo, ahora las simulaciones serán realizadas a partir de otros datos de partida diferentes.

En el ANEXO 6 se puede ver el desarrollo completo del modelo ORC desarrollado con el software informático *EES* (Engineering Equation Solver) tanto para las condiciones de diseño como fuera de diseño.

A) Turbina de vapor

La turbina es el elemento del ciclo que impulsa al generador eléctrico. En la Figura 8 se puede ver un esquema característico de este equipo. A continuación se describen las ecuaciones que definen la potencia proporcionada por la turbina (W_t) y los estados termodinámicos a la entrada y a la salida de la misma.

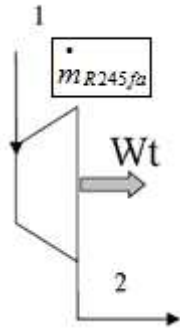


Figura 8. Esquema de una turbina de vapor.

La potencia de la turbina queda definido como:

$$W_t = \dot{m}_{R245fa} * (h_1 - h_2) \quad (12)$$

Donde:

h_1 y h_2 : entalpías del R245fa a la entrada y salida a la turbina en (kJ/kg), respectivamente.

\dot{m}_{R245fa} : Flujo másico del R245fa (kg/s).

Esta potencia es función del rendimiento isoentrópico de la misma (η_{st}), del flujo másico del fluido orgánico que circula por esta (\dot{m}_{R245fa}) y de la presión del fluido a la entrada de la turbina (P_1). Estos parámetros, no son independientes entre sí, ya que, tanto el η_{st} como el \dot{m}_{R245fa} dependen del valor de P_1 . El valor de esta presión es determinado a partir del valor de la temperatura del R245fa a la salida del evaporador (T_1).

Para poder analizar a posteriori la variación del flujo másico, en condiciones fuera del punto de diseño, en función de los diferentes valores de P_1 , se utiliza de nuevo la expresión analítica de la *Ley de la Elipse de Stodola* [19]. Esta expresión para la turbina de baja presión (saturada o estrangulada), viene definida a través de la ecuación 13.

$$\dot{m}_{R245fa} = K * \sqrt{\frac{P_1}{V_1}} \quad (13)$$

Donde K es una constante ajustada a partir de datos de diseño y V_1 es el volumen del R245fa a la entrada de la turbina de baja presión en condiciones de diseño.

Al verse modificadas las propiedades de los flujos másicos, debido a una variación de P_1 , el rendimiento de la turbina en condiciones fuera de diseño se verá afectado. Para poder analizar ésta variación, es necesario determinar su rendimiento isoentrópico de referencia a partir de

las condiciones de diseño mediante la expresión empírica desarrollada por Spencer, Cotton y Cannon [20] (ecuación 14).

$$\eta_{st} = \frac{(h1 - h2)}{(h1 - h2s)} = \eta_{0,TB} - A - \frac{PE}{(h1 - h2)} \quad (14)$$

Donde:

η_{st} : Rendimiento isoentrópico de la turbina (establecido en 60% en condiciones de diseño).

$\eta_{0,TB}$: Rendimiento isoentrópico de referencia de la turbina de baja presión.

El parámetro A, fijado en un valor del 2 % en el punto de diseño, viene definido por la ecuación 15.

$$A = \frac{2}{100} = \frac{kA}{\dot{Q}_1} \quad (15)$$

$$\dot{V}_1 = \dot{m}_{R245fa} * V_1 \quad (16)$$

Donde \dot{V}_1 es el caudal volumétrico del R245fa a la entrada de la turbina (m³/s).

A partir de la expresión 15 y 16 se obtiene el valor de la constante kA ajustada a partir de datos de diseño de partida.

En la ecuación 14 el valor de la fracción de las pérdidas en el escape (PE) y la diferencia de entalpías del fluido (h₁-h₂) se establece, al igual que A, en un 2 % en el punto de diseño. El parámetro PE viene definido con la ecuación 17.

$$PE = kPE * (648 - 1532 * \left(\frac{\dot{V}_2}{\dot{V}_{2d}} \right) + 1193 * \left(\frac{\dot{V}_2}{\dot{V}_{2d}} \right)^2 - 284 * \left(\frac{\dot{V}_2}{\dot{V}_{2d}} \right)^3) \quad (17)$$

$$\dot{V}_{2d} = \dot{m}_{R245fa} * V_{2d} \quad (18)$$

$$\dot{V}_2 = \dot{m}_{R245fa} * V_2 \quad (19)$$

Donde \dot{V}_2, \dot{V}_{2d} representan el caudal volumétrico del R245fa a la salida de la turbina en condiciones fuera de diseño (m³/s) y el caudal volumétrico a la salida de la turbina en condiciones de diseño (m³/s), que como se ha comentado, al estar analizando el punto de diseño, coincidirán.

Del mismo modo que las anteriores constantes desarrolladas, la constante kPE se deberá ajustar a partir de datos de diseño.

Así se determinan las constantes k , kA , kPE así como $n_{0,TB}$ (ajustados a partir de datos de diseño) que posteriormente serán empleadas en la evaluación del modelo fuera de diseño.

B) Bomba

La bomba es el elemento del ciclo empleado para aumentar la presión del fluido orgánico. La condición que debe cumplir el fluido para el correcto funcionamiento de esta es que deber ser líquido subenfriado, es decir, no debe presentar mezcla líquido-vapor. La ecuación 20 define la potencia de la bomba.

$$W_p = \dot{m}_{R245fa} * (h_4 - h_3) \quad (20)$$

Donde:

h_3 y h_4 : entalpías del R245fa a la entrada y salida de la bomba (kJ/kg), respectivamente.

Por otro lado, el rendimiento isoentrópico de la bomba (η_{sp}) según los estados termodinámicos del fluido a la entrada y a la salida se describe mediante la ecuación 21. En los datos establecidos en el punto de diseño se ha considerado un rendimiento isoentrópico del 50% para poder determinar el valor h_4 ; el mismo valor es considerado en condiciones fuera de diseño.

$$\eta_{sp} = \frac{(h_{4s} - h_3)}{(h_4 - h_3)} \quad (21)$$

Donde:

h_{4s} : entalpía del R245fa en la salida de la bomba a entropía constante (kJ/kg).

C) Evaporador

En el evaporador, el agua calentada por el calor generado de la combustión con biomasa, se utiliza para evaporar el fluido orgánico. El evaporador elegido para la instalación estudiada ha sido un intercambiador de carcasa y tubos cuyas especificaciones quedan recogidas en el ANEXO 5.

Para evaluar el proceso de evaporación es necesario conocer la temperatura del agua a su salida del evaporador así como el flujo másico de agua requerido. Para realizar un análisis exhaustivo del valor que toman estos parámetros se ha evaluado el sistema completo que analiza el proceso de evaporación a través de dos métodos: el método de la diferencia de temperatura logarítmica media (LTMD) y el método de NTU-efectividad. En éste sistema se evalúa la evolución completa del fluido desde la entrada a la salida del evaporador analizando

tanto la zona de cambio de fase como aquella en la que el fluido evoluciona de líquido subenfriado a líquido saturado. Por tanto, se han analizado un total de dos modelos.

El modelo que finalmente ha sido considerado en el ORC para analizar el comportamiento del evaporador ha sido el sistema completo mediante el método de la diferencia de temperatura logarítmica media (LTMD). A continuación se describe las ecuaciones de este modelo. El desarrollo del otro modelo queda recogido en el ANEXO 3.

- **Sistema completo por el método LTMD para el evaporador**

El recorrido completo que describe los fluidos a su paso por el evaporador se puede dividir en dos partes en función de los cambios de estado que sufre el fluido orgánico en el evaporador. Estas partes han sido denominadas como:

- ✓ *Tramo sensible*, donde el fluido orgánico pasa de estar en condiciones de líquido subenfriado a ser líquido saturado.
- ✓ *Tramo latente*, donde por el proceso de evaporación el fluido orgánico pasa de líquido saturado a vapor saturado.

Con esta clasificación se divide entonces el flujo de calor total del evaporador ($Q_{total,eva}$) en el flujo de calor en el tramo sensible ($Q_{eva,1}$) y flujo de calor en el tramo latente ($Q_{eva,2}$). En la Tabla 7 se pueden ver las ecuaciones que definen estos calores a través de los flujos másicos de cada uno de los fluidos que intervienen en el proceso [30, 31, 33].

$Q_{eva,1} = \dot{m}_{R245fa} * (h_{líquidosaturado} - h_4) \quad (22)$ $Q_{eva,1} = \dot{m}_{agua,eva} * (h_{agua,eva} - h_{agua,salida,eva}) \quad (23)$ <p>$Q_{eva,1}$: Calor absorbido en el intercambio de calor sensible (kW)</p> <p>$h_{líquidosaturado}$: Entalpía del fluido orgánico en el punto del pinch point de título x=0 (kJ/kg)</p> <p>$h_{agua,eva}$: Entalpía del agua en el punto del pinch point (kJ/kg)</p> <p>$h_{agua,salida,eva}$: Entalpía del agua a la salida del evaporador (kJ/kg)</p>	Tramo sensible
$Q_{eva,2} = \dot{m}_{R245fa} * (h_1 - h_{líquidosaturado}) \quad (24)$ $Q_{eva,2} = \dot{m}_{agua,eva} * (h_{agua,entrada,eva} - h_{agua,eva}) \quad (25)$ <p>$Q_{eva,2}$: Calor absorbido en tramo latente (kW)</p> <p>$h_{agua,entrada,eva}$: Entalpía del agua a la entrada del evaporador (kJ/kg)</p>	Tramo latente
$Q_{total,eva} = Q_{eva,1} + Q_{eva,2} \quad (26)$	

Tabla 7. Ecuaciones de los calores de evaporación.

Esta división permite a su vez obtener las temperaturas del agua a la entrada y la salida del evaporador, así como la temperatura del agua en el punto donde se define el valor del pinch

point. Para determinar estas temperaturas, es necesario calcular la diferencia de temperatura logarítmica media (LTMD) como queda recogida en la ecuación 27 [30,31].

$$LTMD = \left(\frac{(\Delta T_1) - (\Delta T_2)}{\ln \left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2} \right)} \right) \quad (27)$$

Según el tramo analizado, $\Delta T_1, \Delta T_2$ serán diferentes y, por tanto, el valor del LTMD también variará en cada tramo.

Para el tramo sensible se define $\Delta T_1, \Delta T_2$ como:

$$\Delta T_1 = T_{\text{agua,eva}} - T_{\text{líquidosat urado}} \quad (28)$$

$$\Delta T_2 = T_{\text{agua,salida,eva}} - T_4 \quad (29)$$

Donde:

$T_{\text{agua,eva}}$: Temperatura del agua en el punto del pinch point (°C)

$T_{\text{agua,salida,eva}}$: Temperatura del agua a la salida del evaporador (°C)

$T_{\text{líquidosat urado}}$: Temperatura del fluido orgánico en el estado de líquido saturado (°C)

T_4 : Temperatura del fluido orgánico a la entrada del evaporador (°C)

Al emplear intercambiadores carcasa y tubo, éste valor de LTMD requeriría de la determinación de un factor de aproximación (F). Este parámetro es necesario para tener en cuenta que el flujo de las dos corrientes en este intercambiador (un flujo en contracorriente con un flujo en equicorriente) es más complicado que el simple flujo en contracorriente o en equicorriente por separado [30, 31, 32]. Para el caso del tramo sensible, al producirse variación de temperaturas, valor del factor F se define como:

$$F = \frac{\left[\frac{\sqrt{R^2 + 1}}{R - 1} \right] \ln \left(\frac{1 - P}{1 - P * R} \right)}{\ln \left[\frac{A + \sqrt{R^2 + 1}}{A - \sqrt{R^2 + 1}} \right]} \quad (30)$$

Donde:

$$A = \frac{2}{P} - 1 - R$$

$$R = \frac{T_{\text{fluidocaliente, entrada}} - T_{\text{fluidocaliente, salida}}}{t_{\text{fluidofrío, salida}} - t_{\text{fluidofrío, entrada}}}$$

$$P = \frac{t_{\text{fluidofrío, salida}} - t_{\text{fluidofrío, entrada}}}{T_{\text{fluidocaliente, entrada}} - t_{\text{fluidofrío, entrada}}}$$

fluido caliente = agua

fluido frío = fluido orgánico R245fa

Así, la energía intercambiada en el proceso de evaporación, podrá ser definida a través de la diferencia de temperatura logarítmica media y coeficiente global de transferencia de calor como queda definida en la ecuación 31 [30, 31, 33].

$$Q_{\text{eva},1} = (UA)_{1,\text{eva}} * F_{1,\text{eva}} * LTMD_{1,\text{eva}} \quad (31)$$

Para el tramo latente, el fluido de trabajo es llevado a estado de vapor saturado, por tanto, se modela, como se ha indicado en la Tabla 6, suponiendo un título a la salida del evaporador del 100% ($x=1$). Estableciendo un valor de pinch point (PP_{eva}) del evaporador en condiciones de diseño en 9,2 se emplea la ecuación 32 para determinar el valor de la temperatura del agua en el punto pinch point.

$$T_{\text{agua,eva,d}} = PP_{\text{eva}} + T_{\text{líquidosaturado,d}} \quad (32)$$

Las ecuaciones para la determinación de $\Delta T_1, \Delta T_2$, necesarias para el cálculo de LTMD en el tramo latente, se definen como:

$$\Delta T_1 = T_{\text{agua,entrada,eva}} - T_1 \quad (33)$$

$$\Delta T_2 = T_{\text{agua,eva}} - T_4 \quad (34)$$

Donde $T_{\text{agua,entrada,eva}}$ es la temperatura del agua a la entrada del evaporador ($^{\circ}\text{C}$).

Al producirse cambio de fase, el factor de aproximación (F) para el cálculo de LTMD toma el valor de $F_{\text{eva}}=1$. Por tanto, la energía intercambiada en el proceso de evaporación viene dada por una ecuación similar a la empleada en la fase latente (ecuación 31).

$$Q_{\text{eva},2} = (UA)_{2,\text{eva}} * F_{\text{eva}} * LTMD_{2,\text{eva}} \quad (35)$$

Con las ecuaciones 31 y 35 se obtiene el producto del coeficiente global de transferencia de calor y el área total (UA).

$$UA_{\text{total,eva}} = UA_{1,\text{eva}} + UA_{2,\text{eva}} \quad (36)$$

Empleando la ecuación 26 y ecuación 36, la diferencia de temperatura logarítmica media total en el evaporador será:

$$LTMD_{total,eva} = \frac{Q_{total,eva}}{UA_{total,eva}} \quad (37)$$

D) Condensador

Al igual que para el evaporador, se ha optado por intercambiadores carcasa y tubo como se recoge en el ANEXO 5. También se han realizado 2 modelos basados en el sistema completo del proceso de condensación evaluados mediante el método de NTU-efectividad y el método de LTMD. En éste sistema completo mediante cada método se evalúa la evolución del fluido desde la entrada a la salida del condensador analizando:

- La zona en la que el fluido orgánico pasa de vapor sobrecalentado a vapor saturado, definida como la *zona de vapor sobrecalentado*.
- La zona de condensación donde el fluido orgánico pasa del estado vapor saturado a líquido saturado, definida por el *tramo de líquido saturado*.

Del mismo modo, el modelo elegido para éste proceso, ha sido el sistema completo analizado mediante el método LTMD que se describe a continuación. El otro modelo queda recogido en el ANEXO 3.

• Sistema completo por el método LTMD para el condensador

El cálculo de la potencia térmica intercambiada en el condensador en relación a los dos fluidos entre los cuales tiene lugar el proceso se recoge en la Tabla 8. En ésta tabla se muestran las expresiones de los calores de condensación en cada uno de los tramos definidos en el modelo completo.

$Q_{con,1} = \dot{m}_{R245fa} * (h_2 - h_{vaporsaturado}) \quad (38)$	Tramo de vapor sobrecalentado
$Q_{con,1} = \dot{m}_{agua,con} * (h_{agua,salida,con} - h_{agua,con}) \quad (39)$	
$Q_{con,1}$: Calor cedido durante el intercambio de calor desde el estado de vapor sobrecalentado a vapor saturado del fluido orgánico (kW)	
h_2 : Entalpía del fluido orgánico en la entrada al condensador como vapor sobrecalentado (kJ/kg)	
$h_{vaporsaturado}$: Entalpía del fluido orgánico en el punto de título x=1 (kJ/kg)	
$h_{agua,con}$: Entalpía del agua en el punto del pinch point (kJ/kg)	
$h_{agua,salida,con}$: Entalpía del agua a la salida del condensador (kJ/kg)	

$Q_{con,2} = \dot{m}_{R245fa} * (h_{vaporsaturado} - h_3) \quad (40)$	Tramo de líquido saturado
$Q_{con,2} = \dot{m}_{agua,con} * (h_{agua,con} - h_{agua,entrada,con}) \quad (41)$	
$Q_{con,2}$: Calor cedido en el tramo de cambio de fase del fluido orgánico correspondiente al proceso de condensación (kW) $h_{agua,entrada,con}$: Entalpía del agua a la entrada del condensador (kJ/kg)	
$Q_{total,con} = Q_{con,1} + Q_{con,2} \quad (42)$	

Tabla 8. Ecuaciones de los calores de condensación.

Como se ha procedido en el caso del evaporador se requiere determinar la diferencia de temperatura logarítmica media (LTMD) según la ecuación 27. Igualmente su valor depende de los parámetros $\Delta T_1, \Delta T_2$ que varían en función del tramo analizado. Para el caso del tramo de vapor sobrecalentado estas diferencias de temperatura se definen como:

$$\Delta T_1 = T_2 - T_{agua, salida, con} \quad (43)$$

$$\Delta T_2 = T_{vaporsaturado, con} - T_{agua, con} \quad (44)$$

Donde:

$T_{agua, con}$: Temperatura del agua en el punto del pinch point ($^{\circ}C$)

$T_{agua, salida, con}$: Temperatura del agua a la salida del condensador ($^{\circ}C$)

$T_{vaporsaturado}$: Temperatura del fluido orgánico en el estado de vapor saturado ($^{\circ}C$)

T_2 : Temperatura del fluido orgánico a la entrada del condensador ($^{\circ}C$)

De la misma manera que para el tramo sensible analizado en el evaporador, el valor LTMD requiere de la determinación del factor de aproximación “F” a través de la ecuación 30, a diferencia de que este caso el fluido caliente hace referencia al fluido orgánico y el fluido frío se refiere al agua para la determinación de las constantes R y P (ecuación 30).

La energía intercambiada expresada en función del coeficiente global de transferencia de calor y la diferencia de temperatura media logarítmica es:

$$Q_{con,1} = (UA)_{1,con} * F_{1,con} * LTMD_{1,con} \quad (45)$$

En el tramo de líquido saturado se modela suponiendo nulo el título de vapor a la salida del condensador como se indicó en la Tabla 6. Fijando un valor de pinch point de 5,4 se puede determinar el valor de la temperatura del agua en el punto pinch point con la ecuación 46.

$$PP_{con} = T_{vapor saturado} - T_{agua, con} \quad (46)$$

En este caso se considera un factor de aproximación $LTMD_{con}$ de valor $F_{con}=1$ y los incrementos de temperatura $\Delta T_1, \Delta T_2$ son definidos como:

$$\Delta T_1 = T_{vapor saturado} - T_{agua, con} \quad (47)$$

$$\Delta T_2 = T_3 - T_{agua, entrada, con} \quad (48)$$

Donde:

$T_{agua, entrada, con}$: Temperatura del agua a la entrada del condensador ($^{\circ}C$)

T_3 : Temperatura del fluido orgánico a la salida del condensador ($^{\circ}C$)

La energía intercambiada para este tramo queda expresada ahora como:

$$Q_{con,2} = (UA)_{2,con} * F_{con} * LTMD_{2,con} \quad (49)$$

Obteniéndose de la combinación de la ecuación 45 y 49 el producto del coeficiente global de transferencia de calor y el área total (ecuación 50). Con la ecuación 50 y la ecuación de calor total transferido (ecuación 42) se obtiene la diferencia de temperatura logarítmica total (ecuación 51).

$$UA_{total, con} = UA_{1, con} + UA_{2, con} \quad (50)$$

$$LTMD_{total, con} = \frac{Q_{total, con}}{UA_{total, con}} \quad (51)$$

E) Conductos, reducciones, etc (Modelo de pérdidas de carga)

Por último, se realiza un cálculo de las pérdidas de carga en la instalación. La fricción en los conductos así como la interposición de elementos, tales como codos, filtros, reducciones... generan unas pérdidas de carga más o menos importantes. Es conveniente tener en cuenta dichas pérdidas para hacer un dimensionado riguroso de la instalación, ya que algunas pueden llegar a condicionar la disposición de los equipos en la planta.

Para el cálculo de las pérdidas de carga en el circuito ORC se analizan las pérdidas lineales o producidas a lo largo de las tuberías o conductos, y pérdidas singulares o producidas por accesorios (reducciones, codos, etc.). Para ello, la instalación se ha dividido por tramos en función de los puntos del ciclo nombrados en la Figura 1.

- Punto 1 \leftrightarrow tramo Evaporador-Turbina. En este tramo se van a definir el trayecto directo, que corresponde con el recorrido del R245fa desde el evaporador a la turbina

y un trayecto adicional, denominado trayecto por filtro, que consiste en el paso del fluido orgánico a través de un filtro, desde su salida del evaporador, en lugar de dirigirse directamente a la turbina.

- Punto 2 ↔ tramo Turbina-Condensador.
- Punto 3 ↔ tramo Condensador-Bomba.
- Punto 4 ↔ tramo Bomba-Evaporador.

Hay que prestar especial atención a la presión con la que llega el R245fa a la bomba (punto 3), para asegurar en todo momento que no exista una mezcla vapor-líquido que produzca el fenómeno de cavitación en la misma.

A continuación se exponen las ecuaciones necesarias para obtener el valor de las pérdidas lineales y singulares que permitan calcular a su vez, las pérdidas totales de cada tramo.

a) PÉRDIDAS LINEALES O PRIMARIAS

Para el cálculo de las pérdidas de carga lineales o en tubería se recurre al método de Darcy-Weisbach [35,36] descrito con la ecuación 52.

$$h_p = f * \frac{L}{D} * \frac{v^2}{2g} \quad (52)$$

h_p : pérdida de carga lineal en la tubería (m)

f : factor de fricción (adimensional)

L : longitud de la tubería (mm)

D : diámetro interno de la tubería (mm)

v : velocidad media del fluido (m/s)

g : aceleración de la gravedad (9,81 m/s²)

Para un régimen turbulento (número de Reynolds (Re)>4000) el factor de fricción puede obtenerse del diagrama de Moody (Figura 9). Para ello se necesita conocer previamente el número de Reynolds (Re) y del coeficiente de rugosidad o rugosidad relativa de las paredes de la tubería (ϵ_r), que se calculan mediante las siguientes ecuaciones.

$$Re = \frac{D * v * \rho}{\mu} \quad (53)$$

$$\epsilon_r = \frac{\epsilon}{D}$$

Re : número de Reynolds (adimensional)

ρ : densidad del fluido (kg/m^3)

μ : viscosidad dinámica del fluido (kg/ms)

ε : rugosidad de la tubería. Este valor es función del tipo de material del que está hecha la tubería (ver tabla inferior del diagrama de Moody, Figura 9).

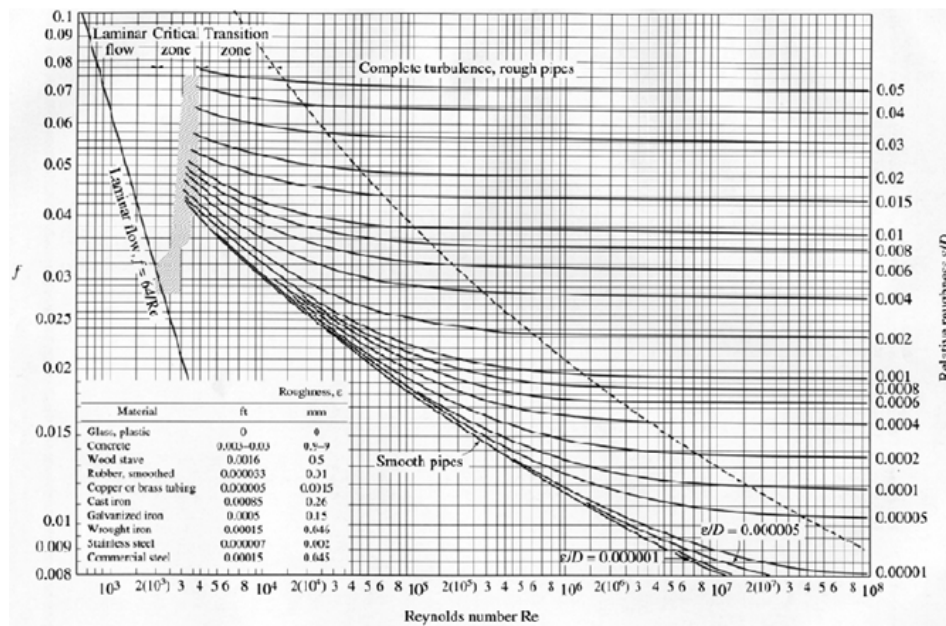


Figura 9. Diagrama de Moody [46,47].

b) PÉRDIDAS SINGULARES

En la instalación existen pérdidas localizadas que son debidas a entrada o salida de tuberías; aumento o reducción de sección; codos, T, filtros y otros accesorios. Para el cálculo de estas pérdidas de carga se emplean dos métodos: el método de longitud equivalente y el método teórico.

El *Método de Longitud Equivalente* es un método experimental que consiste en aproximar la pérdida de carga producida en el accesorio a la pérdida de carga que se produciría en una tubería del mismo diámetro y con una longitud determinada [35]. Hay multitud de tablas con la longitud equivalente en metros de tubería para diversos tipos de accesorios [35, 41, 45, 37].

Debido a la cantidad de tipos de adaptadores de reducción/aumento disponibles en el mercado y a la dificultad de encontrar valores de longitud equivalente para cada uno de ellos, para el cálculo de las pérdidas de carga singulares en este caso, se ha utilizado el *Método Teórico*. Éste método permite determinar las pérdidas de carga singulares (ecuación 54) en función del coeficiente empírico K [35].

$$h_s = K * \frac{v^2}{2 * g} \quad (54)$$

El coeficiente K es adimensional y depende del tipo de singularidad y de la velocidad del fluido en el interior de la tubería. Existen tablas que proporcionan el valor de K para cada tipo de accesorio [35, 44] pero, en el caso de reducciones y aumentos de sección, este coeficiente debe ser calculado mediante la ecuación 55 [35, 42, 43, 55].

$$K = \left(1 - \left(\frac{D1}{D2} \right)^2 \right)^2 \quad (55)$$

Donde:

K : coeficiente de pérdidas de carga

D1 : Diámetro de la tubería antes de la reducción o aumento de la sección (mm)

D2 : Diámetro de la tubería después de la reducción o del aumento de la sección (mm)

Las pérdidas singulares se han calculado mediante ambos métodos, sin embargo, el método final para calcular las pérdidas de carga singulares totales en la instalación y, por tanto, la caída de presión en cada punto del ciclo, ha sido el método de Longitud Equivalente (ver resultados mediante Método Teórico en ANEXO 5).

c) PÉRDIDAS DE CARGA TOTALES

Una vez calculadas las pérdidas primarias y las pérdidas singulares, las pérdidas de carga totales se determinan como:

$$\Delta h_{\text{totales}} = \Delta h_p + \Delta h_s \quad (56)$$

Donde:

Δh_p : Pérdidas de carga lineales totales (bar)

Δh_s : Pérdidas de carga singulares totales calculadas por el método de longitud equivalente (bar)

$\Delta h_{\text{totales}}$: Pérdidas de carga totales (bar)

d) CAÍDA DE PRESIÓN

Finalmente, para calcular la caída de presión en cada punto, se debe tener en cuenta la variación de altura entre elementos mediante la Ecuación de Bernuilli [35, 36] (ecuación 57).

$$P_{n,b} = P_{n,a} \pm z - (\Delta h_{\text{totales}}) \quad (57)$$

Donde z es la altura de aspiración o impulsión en función del tramo que se analiza. El valor de ésta variable viene dado en la Tabla 9 para cada uno de los tramos definidos.

$z_{\text{impulsión, punto 1}}$ (bar)	0,03814
$z_{\text{aspiración, punto 2}}$ (bar)	0,003369
$z_{\text{aspiración, punto 3}}$ (bar)	0,1399
$z_{\text{impulsión, punto 4}}$ (bar)	0,139

Tabla 9. Valores de la altura de impulsión y aspiración para cada punto.

Los parámetros $P_{n,a}$, $P_{n,b}$ representan la presión del fluido R245fa al principio y final de cada punto. El valor de n varía de 1 a 4 en función del tramo analizado.

En la Tabla 14 recogida en el ANEXO 5 se resume los datos empleados para calcular las pérdidas de carga lineales y singulares de toda la instalación.

3.3.2. ECUACIONES DEL MODELO ORC COMPLETO EN EL PUNTO FUERA DE DISEÑO

Una vez desarrollado el modelo en la fase de diseño se puede llevar a cabo el modelo en el punto fuera de diseño. Este modelo permite obtener los resultados del funcionamiento de la instalación para condiciones de operación que difieran de las condiciones de diseño. El modelado se ha realizado tomando como base el modelo de diseño con algunas modificaciones concretas que se describen en este apartado.

En cuanto a los valores fijados para el modelo de diseño (Tabla 6) decir que para el modelo de operación se realizan los siguientes cambios:

- ✓ El flujo de calor total del evaporador no es un dato de entrada sino que pasa a ser una variable.
- ✓ Las temperaturas del fluido orgánico a la salida del evaporador y a la salida del condensador variarán en éstas simulaciones, del mismo modo que variarán las temperaturas de entrada del agua al condensador y evaporador.

Con todo ello el flujo másico del fluido orgánico en el ciclo, los flujos másicos de las corrientes de agua en el evaporador y condensador, así como, en definitiva, todas las propiedades termodinámicas que permiten determinar el rendimiento del ciclo se verán afectadas según la variable modificada. Estas variaciones en las simulaciones darán lugar a que la instalación funcione fuera de su punto nominal de diseño, obteniéndose diferentes resultados energéticos que hay que evaluar.

En base a los resultados obtenidos de la ejecución del modelo de diseño, se extrajeron valores de ciertas variables y constantes que permitieron simular el comportamiento del ciclo en

condiciones fuera de diseño en cada uno de los elementos del ciclo, como se indica a continuación.

A) Turbina de vapor

A partir del valor de las constantes K , k_A , k_{PE} y de $\eta_{0,TB}$ calculados para el modelado en diseño, se determina la variación del flujo másico del R245fa y del rendimiento isoentrópico de la turbina al variar las temperaturas de la salida del evaporador (T1) y condensador (T3) respecto de los valores de diseño. Para ello se emplea, del mismo modo, las ecuaciones de la ley de la Elipse de Stodola y la expresión empírica de Spencer, Cotton y Cannon (ecuaciones 13, 14, 15, 16, 17, 18, 19).

B) Bomba

La potencia de la bomba se determina mediante la ecuación 20 para las nuevas condiciones fuera de diseño. Estableciendo nuevamente un rendimiento isoentrópico del 50 % se emplea la ecuación 21 para determinar la entalpía a la salida de la bomba (h_4).

C) Intercambiadores de calor

En condiciones fuera del punto de diseño, las diferencias de temperatura entre las corrientes a la entrada y a la salida de los intercambiadores de calor no se mantienen constantes. Esto es debido a que, como se ha mencionado, se está modificando la temperatura del fluido orgánico a la salida del evaporador y condensador y la temperatura del agua a la entrada de estos elementos.

El comportamiento de los intercambiadores en puntos fuera de diseño, se puede modelar una vez determinados, en condiciones de diseño, el coeficiente global de transferencia de calor (UA_{total}) y el flujo másico del fluido orgánico y del agua para el evaporador y el condensador, respectivamente. Los flujos másicos de los fluidos variarán según las condiciones de operación establecidas, por lo que, en este modelo, el coeficiente global de transmisión de calor cambia según lo siguiente:

$$\frac{(UA)_{total,fd}}{(UA)_{total,d}} = \frac{(\dot{m})_{fd}^m}{(\dot{m})_d^m} \quad (58)$$

O reordenando [25]:

$$UA_{total,fd} = UA_{total,d} \left(\frac{\dot{m}_{fd}}{\dot{m}_d} \right)^m \quad (59)$$

Donde:

m : constante que depende de la geometría del intercambiador. Al emplear en la instalación estudiada intercambiadores de carcasa y tubo, con disposición triangular de los tubos, esta constante toma el valor de 0,556 [33].

$UA_{total\ fd}$, $UA_{total\ d}$: Producto del coeficiente global de transmisión de calor y el área total en condiciones fuera de diseño y en condiciones de diseño, respectivamente (el área total de los intercambiadores es la misma en ambas condiciones).

\dot{m}_{fd} , \dot{m}_d : flujo másico del fluido orgánico (para el caso del evaporador) o del agua (para el condensador), en condiciones fuera de diseño y en condiciones de diseño.

Procediendo del mismo modo que en el modelo de diseño se determina las temperaturas de salida del agua en los procesos de condensación y evaporación (ecuaciones 22-51). Esta determinación se realiza para cada una de las simulaciones llevadas a cabo a diferentes valores de las variables T_1 , T_3 , $T_{agua,entrada,eva_{fd}}$ y $T_{agua,entrada,con_{fd}}$.

D) Conductos, reducciones, etc (Modelo de pérdidas de carga)

En el cálculo de pérdidas de carga, la manera de proceder es la misma (ecuaciones 52-57) pero las condiciones fuera de diseño difieren de las de diseño (ver ANEXO 6 modelado en EES).

4.RESULTADOS

4. RESULTADOS

el presente apartado se recogen los resultados obtenidos a partir del modelo ORC desarrollado para la instalación estudiada. En primer lugar se exponen los resultados obtenidos en la fase de diseño y, posteriormente, los resultados del modelado en condiciones fuera de diseño. Los resultados deberán ser posteriormente ajustados y validados a partir de datos reales de la instalación experimental. Aún no se ha hecho, ya que la instalación experimental todavía está en fase de pruebas.

4.1. RESULTADOS DE FUNCIONAMIENTO EN EL PUNTO DE DISEÑO

4.1.1. MODELO ORC COMPLETO

Como ya se ha comentado anteriormente, en el ciclo ORC representado en la Figura 1 se han analizado cuatro puntos. Para el cálculo de las pérdidas de carga de la instalación, éstos puntos se corresponden con los diferentes tramos analizados (apartado 0 para cálculo de conductos, reducciones..). De modo que en el análisis de las pérdidas de carga, se han calculado tanto la presión del fluido orgánico a la salida de un equipo (P_a) como a la entrada en el equipo siguiente (P_b). La Tabla 10 muestra las propiedades termofísicas obtenidas en éstos puntos 1, 2, 3 y 4 en condiciones de diseño. Como se puede observar, el ciclo varía entre dos presiones principales: alta presión (30,84) y baja presión (2,496). En cualquier caso, esta baja presión obtenida es superior a la presión atmosférica consiguiendo así evitar la entrada de aire en el sistema, que pueda provocar un mal funcionamiento del ciclo. Por otro lado, en la Tabla 11 se resumen los resultados globales de la simulación del ciclo en el punto de diseño que permiten evaluar el rendimiento del mismo.

PUNTO	TRAMO	Presión a la salida del equipo (P_a , bar)	Temperatura a la presión P_a ($^{\circ}C$)	Presión a la entrada del equipo siguiente (P_b , bar)	Temperatura a la presión P_b ($^{\circ}C$)	Caudal másico fluido orgánico (kg/s)
1	Evaporador-Turbina Trayecto Directo	30,84	145,00	30,780	144,90	0,4322
	Evaporador-Turbina Trayecto por Filtro		145,00	30,700	144,80	
2	Turbina-Condensador	2,496	68,32	2,326	67,95	0,4322
3	Condensador-Bomba	2,496	40,00	2,630	40,00	0,4322
4	Bomba-Evaporador	2,728	42,72	2,752	42,99	0,4322

Tabla 10. Presión, Temperatura y caudal másico del fluido orgánico en los puntos de diseño.

Rendimiento del ciclo, η (%)	9,445
Potencia generada por la turbina, W_t (kW)	11,33
Potencia suministrada por la Bomba, W_p (kW)	1,884
Potencia eléctrica, W (kW)	9,445

Tabla 11. Resultados globales de la operación en el punto de diseño.

A continuación se describen los resultados de los parámetros de interés obtenidos para cada uno de los equipos del sistema.

A) Turbina de vapor

Mediante la ecuación 14 se ha determinado el rendimiento isoentrópico de referencia ($\eta_{0,TB}$).

Este rendimiento de referencia y las constantes adimensionales K, kA y kPE que permiten determinar posteriormente las variaciones del rendimiento isoentrópico de la turbina y el flujo másico en el modelo fuera de diseño, presentaron los siguientes valores:

- ✓ $K=0,005005$
- ✓ $kA= 0,00003576$
- ✓ $kPE= 0,03495$
- ✓ $\eta_{0,TB} = 64\%$

B) Intercambiadores de calor

Respecto a los intercambiadores de calor, en la Tabla 12 se muestra un resumen de los resultados obtenidos. Los valores de temperaturas de salida del agua de ambos equipos se obtienen tras establecer el valor pinch point en cada proceso.

EQUIPO	Q_{total} (kW)	$\dot{m}_{agua\ d}$ (kg/s)	$T_{agua\ ,salida}$ (°C)	UA_d (kW/K)
Evaporador	100,00	1,166	35,32	11,3
Condensador	90,56	4,073	140,1	5,293

Tabla 12. Resumen resultados intercambiadores operando en el punto de diseño.

C) Conductos, reducciones, etc.

En la Tabla 13 se recogen los resultados de las pérdidas de carga lineales (Δh_p) y singulares (Δh_s) totales, así como las pérdidas totales generadas (Δh) en cada tramo analizado.

	Δh_p (m)	Δh_s (m)	$\Delta h_{totales}$ (bar)
Evaporador-Turbina Trayecto Directo	3,1730	0,5872	0,0897
Evaporador-Turbina Trayecto por Filtro	0,1638	6,8790	0,1670
Turbina-Condensador	6,968	6,992	0,1712
Condensador-Bomba	0,0143	0,0308	0,0058
Bomba-Evaporador	0,3945	0,4536	0,08225

Tabla 13. Valores de pérdidas de carga lineales y singulares totales y pérdidas de carga totales generadas en cada tramo.

4.2. RESULTADOS DE FUNCIONAMIENTO EN EL PUNTO FUERA DE DISEÑO

4.2.1. VARIACIÓN DE LA TEMPERATURA DEL R245fa A LA SALIDA DEL EVAPORADOR (T1)

La temperatura del fluido orgánico a la salida del evaporador (T1) es determinante en el ciclo, ya que todos los parámetros y propiedades termodinámicas que lo definen varían en función a su valor. Establecido en diseño un valor de $T1=145^{\circ}\text{C}$, se han realizado simulaciones fuera de diseño a valores inferiores y superiores para ver la influencia de éste parámetro manteniendo constantes el resto de variables libres en el ciclo.

Al disminuir T1 la presión a la entrada de la turbina (P1) desciende. Con ello baja el caudal másico de R245fa como puede observarse en la Figura 11 (obtenido a través de la Ley de la elipse de Stodola). Al mismo tiempo, el descenso del flujo másico produce que la potencia eléctrica del ciclo sea menor (Figura 13) y que la cantidad de agua necesaria en los procesos de intercambio de calor disminuya (ver Figura 11).

Cuando se opera a temperatura superior a la de diseño se observa la tendencia opuesta en los parámetros nombrados, es decir, el aumento de temperatura incrementa la presión de entrada de la turbina, el flujo másico del fluido orgánico, la potencia eléctrica del ciclo y los flujos másicos de agua.

Hay que destacar el incremento exponencial del flujo de agua en el evaporador al sobrepasar la temperatura de diseño (ver Figura 11). Este incremento está directamente relacionado con el incremento de temperatura del agua a la salida del evaporador (ver Figura 12) a valores superiores de T1 de diseño. Al ser ésta temperatura superior, también será superior la temperatura del agua en el pinch point en el proceso de evaporación. Sin embargo, será menor respecto al punto de diseño la diferencia entre la entalpía del agua en el punto del pinch point ($h_{\text{agua},eva}$) y del agua a la salida del evaporador ($h_{\text{agua},salida,eva}$) definidas a partir de éstas temperaturas.

A su vez, en la zona de precalentamiento se transfiere mayor cantidad de calor ($Q_{1,eva}$) que en condiciones de diseño (ecuación 22). A través de la ecuación 23, se puede concluir que el aumento de $Q_{real,1,eva}$ y la disminución entre la diferencia de entalpías ($h_{\text{agua},eva} - h_{\text{agua},salida,eva}$) provoca que el flujo másico de fluido orgánico requerido sea cada vez mayor a valores por encima de T1 de diseño.

La disminución de los flujos másicos observada en el evaporador por debajo de T1 de diseño, provocará que a la salida del mismo, el agua se encuentre a temperaturas cada vez menores respecto a la temperatura de salida alcanzada en el modelo de diseño ($140,1^{\circ}\text{C}$) (ver Figura 12).

En la Figura 12 también se observa el efecto de T1 en el condensador. A valores inferiores a diseño, la disminución de los flujos másicos de las corrientes en el proceso de condensación

(Figura 11) provocará, al contrario que en el evaporador, un suave aumento en la temperatura de salida del agua respecto a la temperatura alcanzada en diseño ($35,32^{\circ}\text{C}$). Evidentemente, el fenómeno contrario sucede a valores de T_1 superiores a 145°C .

En cuanto al rendimiento isoentrópico de la turbina (Figura 10) el descenso de T_1 provoca que este disminuya (ecuaciones de Spencer, Cotton y Cannon), mientras que a temperaturas superiores, se consigue un ligero aumento.

El rendimiento del ciclo ante tales variaciones se ve afectado por una disminución a valores tanto inferiores como superiores al punto de diseño como se observa en la Figura 14.

El motivo de ésta disminución a valores por encima de 145°C es debido a que el aumento de T_1 produce dos efectos. Por un lado el rendimiento del ciclo se ve beneficiado al aumentar la temperatura media de absorción de calor. Sin embargo, por otro lado, valores de T_1 superiores a diseño, provocan una disminución del rendimiento isoentrópico de la turbina al operar fuera del punto de diseño y debido a ello una caída en el rendimiento del ciclo. El efecto de estos dos factores contrapuestos, finalmente desencadena una disminución del rendimiento del ciclo a valores de T_1 superiores a diseño. Si se observa en la Figura 14, sobre todo a partir de los 146°C aproximadamente ($\eta = 9,442\%$), el rendimiento empieza a decaer de un modo más marcado por el efecto también de la disminución más marcada del rendimiento isoentrópico de la turbina.

Finalmente, como se muestra en la Figura 15, en el modelo de pérdidas de carga se ha observado que los valores de la presión de salida del R245fa del condensador (P_{3a}), son inferiores a los valores de la presión a la entrada de la bomba (P_{3b}) en todo el rango de T_1 evaluado. Estos resultados aseguran que el fluido R245fa llegue en estado líquido a la bomba evitando el fenómeno de cavitación.

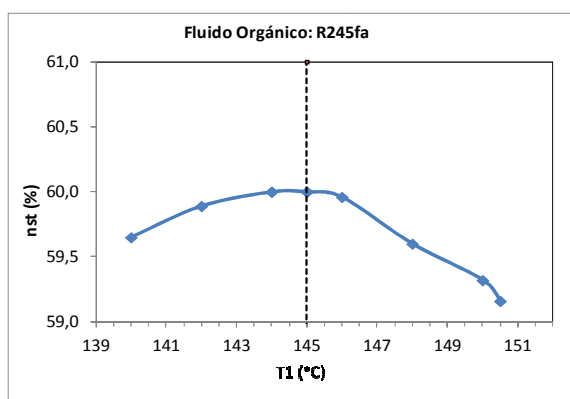


Figura 10. Evolución del rendimiento isoentrópico de la turbina por variación de T_1 .

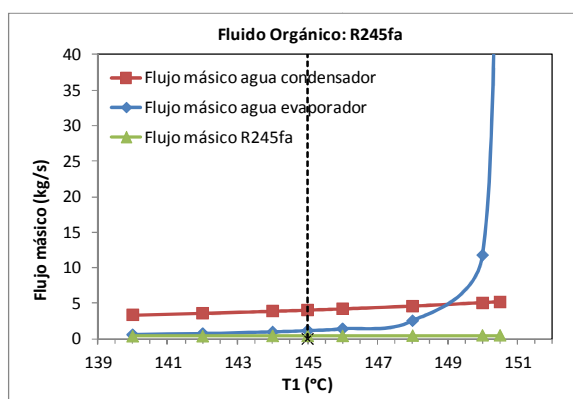


Figura 11. Evolución de flujo másico del R245fa y flujo másico del agua del evaporador y del condensador por variación de T_1 .

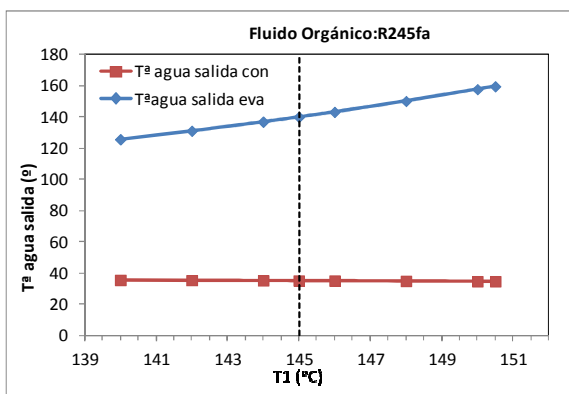


Figura 12. Evolución de la temperatura de salida del agua del evaporador y condensador por variación de T_1 .

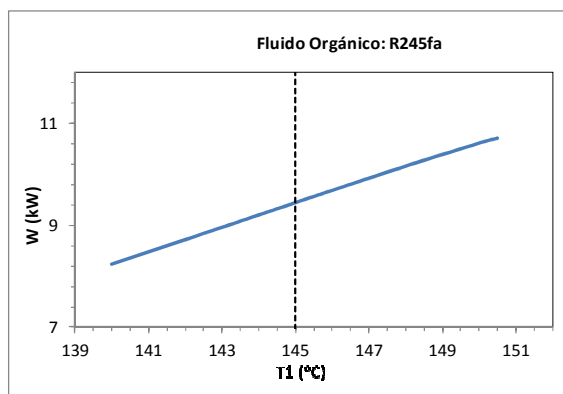


Figura 13. Evolución del trabajo eléctrico producido en el ciclo por variación de T_1 .

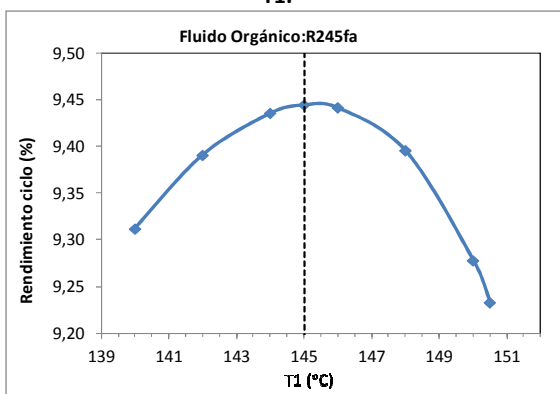


Figura 14. Evolución rendimiento del ciclo por variación de T_1 .

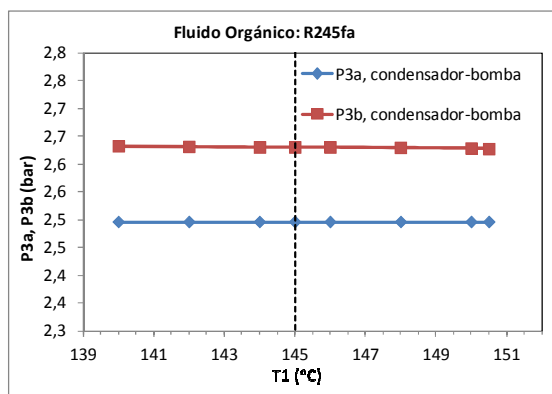


Figura 15. Presión del R245fa a la salida del condensador (P_{3a}) y entrada a la bomba (P_{3b}) por variación de T_1 .

4.2.2. VARIACIÓN DE LA TEMPERATURA DEL R245fa A LA SALIDA DEL CONDENSADOR (T_3)

Se ha realizado un análisis similar al apartado previo a través de simulaciones con variación de la temperatura del R245fa a la salida del condensador a valores inferiores y superiores al fijado en diseño ($T_3=40^\circ\text{C}$). El resto de variables libres permanecen constantes.

Del mismo modo que sucede en las simulaciones realizadas con la variación de T_1 , se observa que el rendimiento isentrópico de la turbina decae a valores inferiores de T_3 (especialmente a temperatura por debajo de 36°C). Para valores superiores a 40°C al operar fuera del punto de diseño, el rendimiento isentrópico también decae pero de un modo más lento (ver Figura 16).

Al operar con T_3 por debajo de 40°C , el flujo másico de agua requerido en el evaporador es ligeramente mayor que el requerido en diseño (1,166 kg/s), mientras que resulta algo menor cuando se simula con temperaturas superiores (Figura 17). La variación es tan baja en ambos casos, debido a que apenas varía la temperatura de salida del agua del evaporador pues no

varía el flujo másico del R245fa. Este flujo solo se ve afectado por la variación de P_1 , y por ende T_1 , a través de la Ley de la Elipse de Stodola.

Como se ve en la Figura 18, la disminución de la temperatura T_3 provoca, una disminución de la temperatura del agua a la salida del condensador. Ésta disminución produce, a su vez, una disminución de la temperatura del agua en el punto pinch point del proceso de condensación y por ende del valor de la entalpía del agua en éste punto ($h_{\text{agua,con}}$). Al no variar la temperatura del agua a la entrada al condensador (30°C) para éstas simulaciones efectuadas, la entalpía del agua a la entrada al condensador ($h_{\text{agua,entrada,con}}$) tampoco variará. De este modo, la diferencia entre $h_{\text{agua,con}} - h_{\text{agua,entrada,con}}$ será cada vez menor a medida que disminuimos el valor de T_3 por debajo del valor de diseño. Por consiguiente, a través de la ecuación 41, el flujo másico de agua ahora requerido será cada vez mayor (aumenta la cantidad de calor transferido) como se observa en la Figura 17. En ésta figura se puede comprobar cómo el flujo másico de agua respecto al requerido en el punto de diseño (4,073 kg/s) llega casi a duplicarse al pasar de 36°C a 32°C (8,803 a 16,56 kg/s).

Por el contrario, al variar T_3 a valores superiores, el flujo másico disminuye y, por el contrario, aumenta la temperatura del agua a la salida del condensador (ver Figura 17 y Figura 18).

Los resultados recogidos en las Figura 19 y Figura 20, muestran los beneficios de trabajar a valores de T_3 inferiores a diseño, pues aumenta la potencia eléctrica producida en el ciclo así como el rendimiento debido a la disminución de la temperatura media de cesión de calor. Sin embargo, por debajo de los 36°C , el rendimiento del ciclo parece aumentar de un modo más lento.

Finalmente, en el análisis del modelo de pérdidas de carga, la variación de T_3 a valores superiores e inferiores a diseño, asegura la presencia del fluido en estado líquido a su entrada en la bomba, pues en todo momento el valor de P_{3b} es superior a P_{3a} (ver Figura 21).

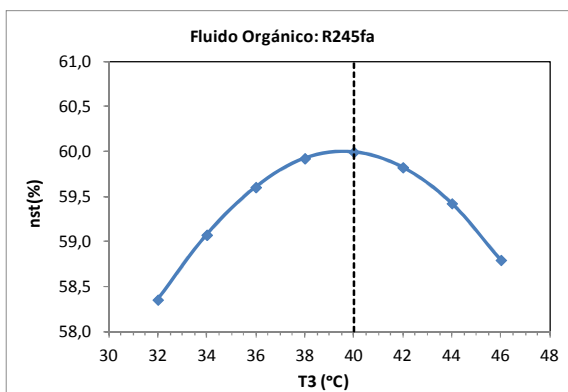


Figura 16. Evolución del rendimiento isoentrópico de la turbina por variación de T_3 .

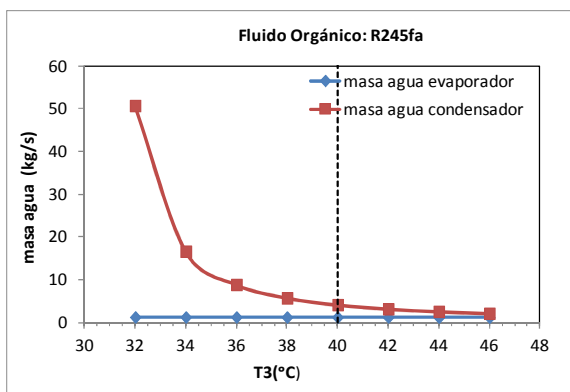


Figura 17. Evolución de flujo másico del agua del evaporador y del condensador por variación de T_3 .

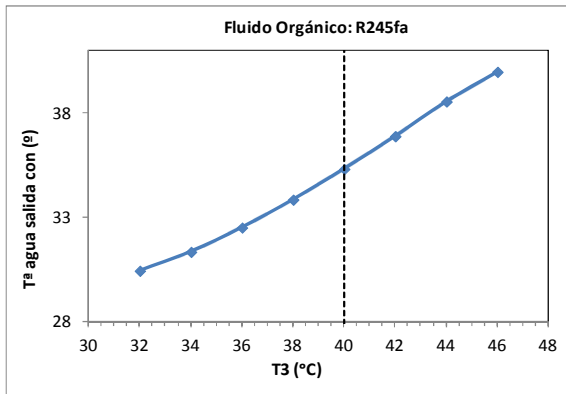


Figura 18. Evolución de la temperatura de salida del agua del condensador por variación de T_3 .

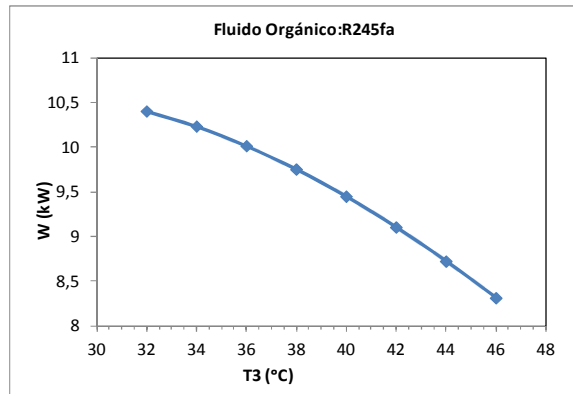


Figura 19. Evolución del trabajo eléctrico producido en el ciclo por variación de T_3 .

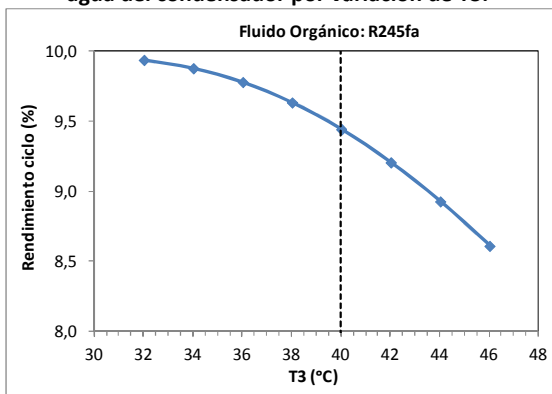


Figura 20. Evolución del rendimiento del ciclo por variación de T_3 .

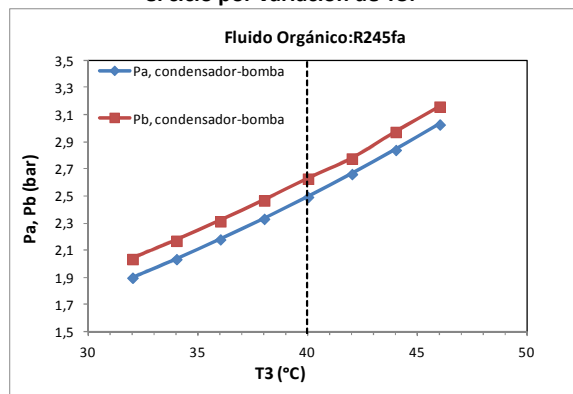


Figura 21. Presión del R245fa a la salida del condensador (P_{3a}) y entrada a la bomba (P_{3b}) por variación de T_3 .

4.2.3. VARIACIÓN DE LA TEMPERATURA DEL AGUA A LA ENTRADA DEL CONDENSADOR

En el estudio de la variación de la temperatura del agua de entrada en el condensador manteniendo constante el resto de variables libres, es interesante observar el efecto que produce sobre el flujo másico de agua requerido en el mismo y su temperatura de salida. En las siguientes figuras se puede ver este efecto a valores por encima y debajo del establecido en el modelo de diseño (30°C). Al trabajar con agua a temperaturas por encima de los 25°C aproximadamente, se puede observar un salto ascendente pronunciado en el flujo másico de agua requerido sobre todo al pasar de la temperatura en diseño (30°C) a 35°C donde se obtiene un aumento de $7,583\text{ kg/s}$. Éste ascenso de temperatura está vinculado, a su vez, a un aumento importante en la temperatura de salida del agua.

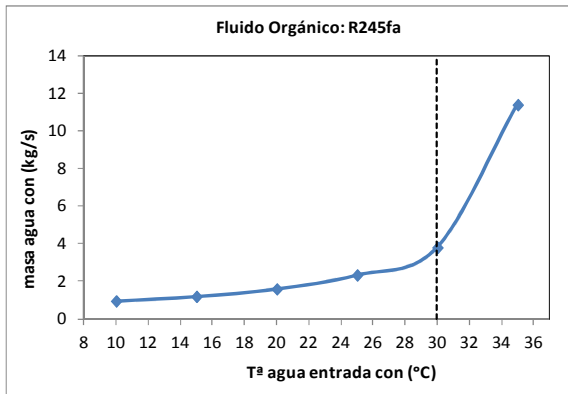


Figura 22. Evolución de la masa de agua en el condensador por variación de la temperatura del agua a la entrada del mismo.

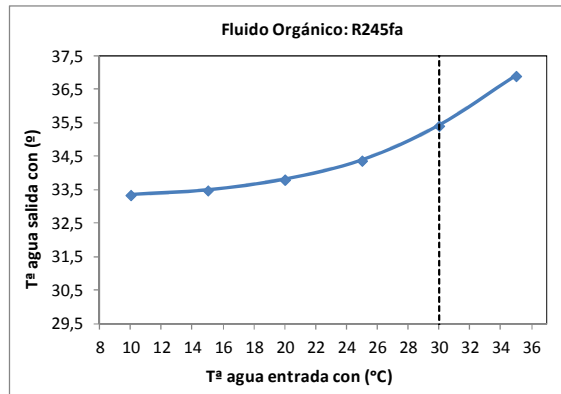


Figura 23. Evolución de la temperatura de salida de agua en el condensador por variación de la temperatura del agua a la entrada del mismo.

4.2.4. VARIACIÓN DE LA TEMPERATURA DEL AGUA A LA ENTRADA DEL EVAPORADOR

Por último, se han realizado simulaciones variando la temperatura del agua a la entrada del evaporador manteniendo constante el resto de variables libres. A valores superiores a la temperatura de diseño (160°C) se puede observar un descenso muy lento del flujo másico de agua (ver Figura 24). Por debajo de 160°C , el flujo másico de agua requerido aumenta en gran medida pasando de 1,969 a 20,08 kg/s desde 158 a $155,6^{\circ}\text{C}$. La temperatura del agua a la salida del evaporador también decae con el aumento de la temperatura del agua a su entrada y, por ende, aumenta con la disminución de ésta a valores inferiores a 160°C (ver Figura 25).

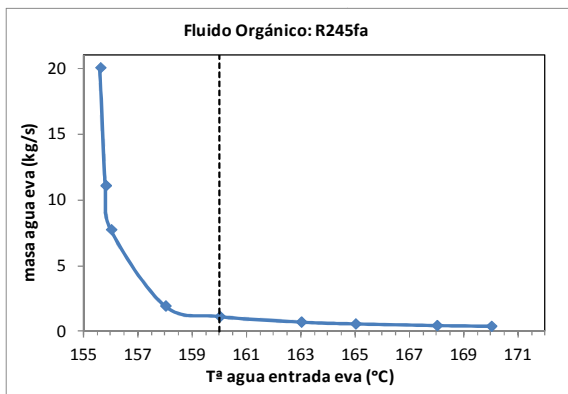


Figura 24. Evolución de la masa de agua en el evaporador por variación de la temperatura del agua a la entrada del mismo.

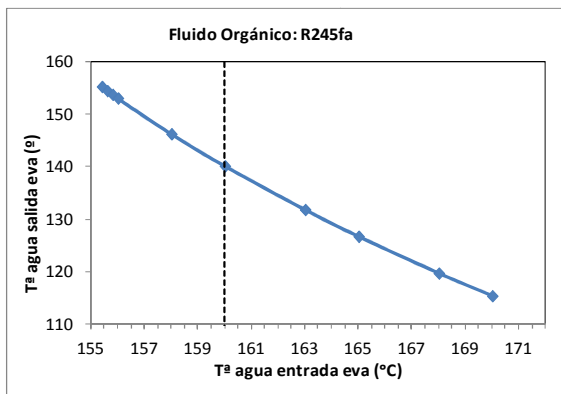


Figura 25. Evolución de la temperatura de salida de agua en evaporador por variación de la temperatura del agua a la entrada del mismo.

5.CONCLUSIONES

5. CONCLUSIONES

En este último apartado se resumen y comentan las principales conclusiones obtenidas en el desarrollo del presente proyecto.

La selección del fluido orgánico de trabajo se realizó siguiendo los siguientes criterios:

- Criterios termodinámicos basados en la temperatura crítica del fluido ($> 90^{\circ}\text{C}$), presión de condensación (>1 bar) y curva de saturación positiva en el diagrama T-s.
- Criterios medioambientales basados en valores bajos de ODP, GWP, inflamabilidad y toxicidad.
- Criterios de seguridad en planta basados principalmente en la compatibilidad de los fluidos con el material de trabajo.

El análisis de estos criterios permitió preseleccionar como fluidos finales: R134a, R245fa, R227ea, R423a. Mediante el software Engineering Equation Solver (EES), se realizó un sencillo modelado del ciclo ORC con el fin de servir de base fiable para la elección del fluido óptimo de trabajo. Como resultado de éste análisis, se optó finalmente por el R245fa como fluido de trabajo debido a las mejores resultados en la eficiencia total del ciclo, aspecto primordial considerado para maximizar sus beneficios energéticos.

Seleccionado el R245fa como fluido de trabajo, se analizó la opción de modificar el ciclo ORC al implementar un recuperador de calor (RORC) para observar las ventajas conseguidas. Para ello, se simuló el ciclo con y sin recuperador de calor, centrando la atención en el comportamiento de la turbina en el ciclo ante diferentes valores de temperaturas del R245fa a la salida del evaporador (T_1). Se observó, que para una temperatura óptima de 150°C , el rendimiento aumentaba un 1,46% en el RORC. Por ello, se descartó la opción de incorporar un recuperador de calor pues, este aumento, no compensa la mayor complejidad requerida del ciclo al necesitar más espacio así como un incremento de los costes de la instalación.

A continuación, se realizó un modelado ORC de la planta en su punto de diseño a partir del cual se analizó otro modelado del ciclo ORC en condiciones fuera de diseño. Además en estos modelos se calcularon las pérdidas de carga del ciclo para determinar si se produce el fenómeno de cavitación en bomba. Este modelo supone la parte más importante del presente proyecto porque, a partir de las simulaciones realizadas en condiciones fuera de diseño, se puede conocer el comportamiento del ciclo y, con ello, cumplir con el objetivo final del proyecto: realizar en el futuro el análisis y la optimización de la planta experimental ORC. Para ello, primero habrá que validar el modelo ORC y ajustarlo con datos reales (todavía en fase de puesta en marcha). No obstante, se han supuesto unos datos de partida para los cuales se han realizado un análisis de resultados. Tras las simulaciones efectuadas, las conclusiones extraídas para evitar problemas de cavitación en la instalación así como para mejorar el rendimiento energético del ciclo durante su funcionamiento real han sido:

- Una variación de la temperatura del fluido orgánico a su salida del evaporador (T_1) a valores superiores e inferiores al considerado en diseño (145°C), provoca que el rendimiento del ciclo sea menor. Sin embargo, desde los 145 a 146°C , el rendimiento del ciclo disminuye muy poco ya que la disminución del rendimiento isoentrópico de la turbina no es muy pronunciada. A partir de los 146°C , donde se tiene un $\eta=9,442\%$ similar al valor en el punto de diseño ($9,445\%$), comienza una disminución de un modo más marcado. Para todas las variaciones de temperatura efectuadas, no se presentaba el fenómeno de cavitación, al ser la presión del R245fa a la entrada en la bomba superior a la presión de saturación del fluido orgánico en todo momento. De este modo, se puede concluir que, para obtener una adecuada viabilidad energética de la planta, valores de T_1 entre 145 - 146°C resultan interesantes para aumentar el rendimiento energético del ciclo.
- Mediante la simulación del ciclo variando la temperatura del fluido orgánico a la salida del condensador (T_3) a valores inferiores a 40°C (valor punto de diseño) el rendimiento del ciclo tiende a un crecimiento, aunque más lento por debajo de los 36°C . Del mismo modo que en el análisis anterior, no se observaban problemas de cavitación a la entrada a la bomba tanto para las variaciones a valores superiores como inferiores a diseño. Por todo ello se puede resumir que el valor óptimo de T_3 se sitúa entre 36 - 40°C .
- Por último, se analizaron los efectos de la variación de la temperatura de entrada del agua en el condensador y se observó una variación únicamente en el flujo másico del agua y en la temperatura del agua a la salida del condensador. Se analizaron también simulaciones donde se variaba el valor de la temperatura de entrada del agua en el evaporador. En estas simulaciones solo los valores de la temperatura de salida del agua y el flujo másico de agua requerido en el evaporador se veían afectados.

Aunque falta validar los resultados obtenidos del modelo ORC realizado, se puede afirmar que los resultados devueltos por los modelos son coherentes y responden de forma adecuada a los cambios realizados en las variables.

Gracias a la realización de éste modelo ORC, se puede conocer a priori el comportamiento del ciclo en condiciones reales de operación, ahorrar costes (tiempo y dinero) con respecto a las pruebas reales, conocer el comportamiento en condiciones no posibles en la instalación real (altas y bajas presiones) y valorar modificaciones en el ciclo experimental antes de realizarlas.

6.BIBLIOGRAFÍA

6. BIBLIOGRAFÍA.

- [1] Pedro J. Mago, Louay M. Chamra, Kalyan Srinivasan, Chandramohan Somayaji, *An examination of regenerative organic Rankine cycles using dry fluids*, Estados Unidos, Julio 2007.
- [2] J.P. Roy, Ashok Misra, *Parametric optimization and performance analysis of a regenerative Organic Rankine Cycle using R-123 for waste heat recovery*, India, Febrero 2012.
- [3] Rong-Ji Xu, Ya-Ling He, *A vapor injector-based novel regenerative organic Rankine cycle*, China, Diciembre 2010.
- [4] Hao Liu, *Small Scale Biomass-Fired CHP System*, Reino Unido, Octubre 2008.
- [5] Angelo Algieri, Pietropaolo Morrone, *Comparative energetic analysis of high-temperature subcritical and trans-critical Organic Rankine Cycle (ORC). A biomass application in the Sibari district*, Italia, Diciembre 2011.
- [6] Ulli Drescher, Dieter Bruggemann, *Fluid selection for the Organic Rankine Cycle (ORC) in biomass power and heat plants*, Alemania, Julio 2006.
- [7] J.L. Wang, L. Zhao, X.D. Wang, *An experimental study on the recuperative low temperature solar Rankine cycle using R245fa*, China, Febrero 2012.
- [8] Athanasios I. Papadopoulos, Mirko Stijepovic, Patrick Linke, *On the systematic design and selection of optimal working fluids for Organic Rankine Cycles*, Grecia, Diciembre 2009.
- [9] Zhang Shengjun, Wang Huaixin, Guo Tao, *Performance comparison and parametric optimization of subcritical Organic Rankine Cycle (ORC) and transcritical power cycle system for low-temperature geothermal power generation*, China, Febrero 2011.
- [10] Noboru Yamada, Takahiro Minami, Nor Anuar Mohamad, Nagaoka, *Fundamental experiment of pumpless Rankine-type cycle for low-temperature heat recovery*, Malasia, Enero 2011.
- [11] S.Poles, M.Venturim, *Numerical simulation of an organic Rankine cycle*, Italia, Diciembre 2007.
- [12] Ngoc Anh Lai, Martin Wendland, Johann Fischer, *Working fluids for high-temperature organic Rankine cycles*, Austria, Diciembre 2010.
- [13] Dimitrios T. Hountalas, Georgios C. Mavropoulos and Christos Katsanos, *Efficiency Optimization of a 2-Stroke Diesel Engine Power Plant Through the Recovery of Exhaust Gas Using a Rankine Cycle*, Italia, Junio 2012
- [14] Angelino G, Colonna P., *Air cooled siloxane bottoming cycle for molten carbonate fuel cells*, Portland, Estados Unidos, Abril 2000.
- [15] Johann Fischer, *Comparison of trilateral cycles and organic Rankine cycles*, Austria, Junio 2011
- [16] Obernberger I, Thonhofer P, Reisenhofer E., *Description and evaluation of the new 1,000 kWe Organic Rankine Cycle process integrated in the biomass CHP plant in Lienz*, Austria, Julio 2002.
- [17] Carsten Trapp, Piero Colonna, *Efficiency improvement in precombustion CO₂ removal units. ORC waste heat recovery power plant*, Países Bajos, Septiembre 2011.

- [18] Joost J. Brasz, *Assessment of C6F as Working Fluid for Organic Rankine Cycle Applications*, Italia, Septiembre 2008.
- [19] David, H. Cooke, *Modelling on Off-Design Multi-Stage Turbine Pressures by Stodola's Ellipse*, Virginia, Noviembre 1983
- [20] R.C. Spencer, K.C. Cotton, C.N. Cannon, *A method for Predicting the Performance of Steam-Turbines Generators... 16,5 kW and larger*, Octubre 1963
- [21] Ignace Vankeirsbilck1, Bruno Vanslambrouck, Sergei Gusev, Michel De Paepe, *Efficiency comparison between the steam cycle and the organic Rankine cycle for small scale power generation*, España, 2011.
- [22] Drescher U, Brueggemann D., *Fluid selection for the Organic Rankine Cycle (ORC) in biomass power and heat plants*, Austria, Febrero 2008.
- [23] Fredy Vélez, José J. Segovia, M. Carmen Martín, Gregorio Antolín, Farid Chejne, Ana Quijano, *Comparative study of working fluids for a Rankine cycle operating at low temperature*, España, Octubre 2011.
- [24] T.C. Hung, T.Y. Shai, S.K. Wang, *A review of organic Rankine cycles (ORCs) for the recovery of low-grade waste heat*, China, Junio 2009.
- [25] Andrea Toffolo, Andrea Lazzaretto, Giovanni Manente and Marco Paci, *An Organic Rankine Cycle off-design model for the search of the optimal control strategy*, Italia, Junio 2012
- [26] Fredy Vélez, José J. Segovia, M. Carmen Martín, Gregorio Antolín, Farid Chejne, Ana Quijano, *A technical, economical and market review of organic Rankine cycles for the conversion of low-grade heat for power generation*, España, Marzo 2012
- [27] P. K. Bansal and B. Purkayastha, *An NTU- ϵ model for alternatives refrigerants*, Nueva Zelanda, Septiembre 2000.
- [28] Enrique Torrella, Joaquín Navarro-Esbrí, Ramón Cabello, *Boiling heat-transfer coefficient variation for R407C inside horizontal tubes of a refrigerating vapour-compression plant's shell-and-tube evaporator*, España, Octubre 2005
- [29] Sylvain Quoilin and Vincent Lemort, *Technological and Economical Survey of Organic Rankine Cycle Systems*, Bélgica, 2009.
- [30] D.P. DeWitt, F. P. Incropera, *Fundamentals of heat and mass transfer*, 2ª Edición, 2007.
- [31] Robert W. Serth, *Process Heat Transfer. Principles and applications*, 5ª Edición, 2010
- [32] R. Shankar Subramanian, *Shell-and-Tube Heat Exchangers*, Inglaterra, Abril 2007
- [33] J.P. Holman, *Heat Transfer*, 9ª Edición, 2011
- [34] A. Creus, *Instrumentación Industrial*, 7ª Edición, 2005.
- [35] White, F.M. *"Mecánica de Fluidos"*, 9ª Edición, 2011
- [36] Fox, R.W.; McDonald, A.T. *"Introducción a la Mecánica de Fluidos"*, 7ª Edición, 2009
- [37] M. Viejo, *Bombas. Teoría, diseño y aplicaciones*, 3ª Edición, 2003.

- [38] Europa, Summaries of EU legislation, Summaries of EU legislation, 2009, <http://europa.eu/legislation_summaries/environment/air_pollution/ev0021_en.htm>
- [39] Ozone Depletion and Chlorine Loading Potential of Chlorofluorocarbon Alternatives, CIESIN Thematic Guides, 2008, < <http://www.ciesin.org/TG/OZ/odp.html>>.
- [40] Classification of refrigerants, International Institute of Refrigeration, 2008, <<http://www.iifir.org/en/doc/1034.pdf>>.
- [41] J.L. Arizmedi, *Cálculo y normativa básica de las instalaciones en los edificios. Instalaciones hidráulicas, de ventilación y de suministros con gases combustibles*. Vol. I. EUNSA, 2003.
- [42] *Práctica de Laboratorio 4: Pérdidas de carga en los componentes de las instalaciones hidráulicas*, Universidad de Navarra, España, 2008.
- [43] Daniel Fernando Mosquera Quitero, *Pérdidas de energía de accesorios*, Universidad Sur Colombiana, Colombia, 2007
- [44] J. Blasco, *Flujo turbulento en conductos*, Universidad de Zaragoza, España, 2010.
- [45] Atecyr, *DTIE 4.01, Criterios de cálculo y diseño de tuberías en la edificación*. Documentos técnicos de instalaciones en la edificación, 2007. www.atecyr.org
- [46] SEDEM, *Hojas de características de instrumentos de proceso*, 2010, www.sedemsa.com
- [47] SIEMENS, *Documentación técnica de instrumentos de proceso*, 2010, www.automation.siemens.com
- [48] www.infinityturbine.com
- [49] www.beinlichpumpsystem.com
- [50] www.forofrio.com
- [51] www.honeywell.com
- [52] www.encyclopedia.airliquide.com
- [53] www.bc.com
- [54] www.cabarria.com
- [55] www.milliarium.com
- [56] www.verion.com

7.ANEXOS

7. ANEXOS

ANEXO 1. ECUACIONES DEL MODELO SIMPLE PARA EL ORC Y RORC

A. SISTEMA SIMPLE ORC

Como se ha explicado en el apartado 2.1.1, en el ciclo Rankine se desarrollan 4 procesos que se pueden ver en el diagrama T-s de la Figura A.1.1. Esta figura representa un esquema de operación genérico.

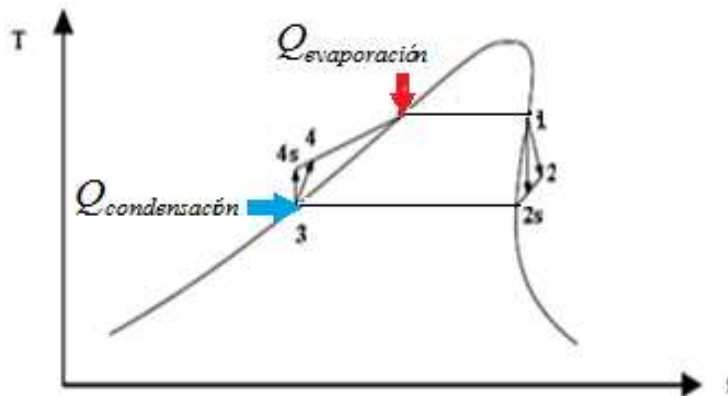


Figura A.1.1. Diagrama T-s del ORC ideal básico [9].

Para determinar el estado del fluido en cada uno de los procesos del ciclo, es necesario conocer dos propiedades independientes. De modo que en las regiones de una sola fase (correspondiente a puntos fuera del domo) las propiedades son determinadas conociendo la temperatura y la presión; sin embargo, en puntos donde se tenga una mezcla líquido-vapor, estas propiedades no son independientes entre sí, y es necesario conocer además de una de ellas, otra propiedad como puede ser el título de vapor (porcentaje de masa de vapor en una mezcla líquido-vapor), la entalpía (kJ/kg), entropía (kJ/kg·K), etc.

De tal modo, que el desarrollo termodinámico realizado ha sido:

- **Proceso 1-2:** expansión del vapor procedente del evaporador en la turbina provocando el giro del eje de la misma cuya unión con un generador permitirá la producción de electricidad. El trabajo realizado por la turbina (W_t) se calcula según la ecuación A.1.1:

$$W_t = \dot{m} * (h_1 - h_2) \quad (\text{A.1. 1})$$

Donde \dot{m} es la masa del fluido orgánico (kg/s). La entalpía del fluido a la entrada de la turbina (h_1), quedará definida por la presión de alta del ciclo (P_1) a partir de la temperatura T_1 considerada y título de vapor (se considera vapor saturado de manera que $x_1=1$). El estado del fluido a la salida de la turbina quedará definido por su presión, y por su entalpía (h_2). Esta última se obtiene calculando la desviación del proceso de expansión real respecto al proceso isentrópico (proceso 1-2s). De manera que, según la siguiente ecuación se tiene:

$$nst = \frac{(h_1 - h_2)}{(h_1 - h_{2s})} \quad (\text{A.1.2})$$

Donde se conoce que $nst = 0,6$.

La entropía del punto 2s (s_{2s}) será igual a la del punto 1 y conocida P_1 se puede calcular la entalpía de este punto ideal (h_{2s}).

Finalmente se procede al cálculo del trabajo generado por la turbina.

-Proceso 2-3: condensación del vapor a presión constante. El estado a la salida del condensador queda determinado por su presión P_2 (presión de baja del ciclo), y su título de vapor. El valor de P_2 es calculado a partir del valor de T_3 considerado. Suponiendo de nuevo despreciables las pérdidas por fricción, y por la condición de líquido saturado ($x_3=0$) con estas dos propiedades se conoce la entalpía del punto 3 (h_3).

-Proceso 3-4: compresión del líquido saturado en la bomba hasta la presión de alta del ciclo (P_1). El trabajo consumido por la bomba (W_p) se puede calcular a partir de la siguiente ecuación:

$$W_p = \dot{m} * (h_4 - h_3) \quad (\text{A.1.3})$$

El punto de salida (h_4) se calcula a partir del rendimiento isentrópico de la bomba ($nsp=0,5$):

$$nsp = \frac{(h_{4s} - h_3)}{(h_4 - h_3)} \quad (\text{A. 1.4})$$

La entalpía en el punto de salida del proceso isentrópico (h_{4s}) queda determinada por la presión (P_4) que es la misma que P_1 y entropía. La entropía (s_{4s}) es igual a la entropía en la entrada (s_3).

De manera que, conocidas todas las variables se determina el trabajo consumido por la bomba.

-Proceso 4-1: evaporación del líquido a presión hasta alcanzar el estado de vapor saturado antes de su entrada en la turbina.

El calor absorbido en el evaporador ($Q_{total,eva}$) se calcula según la ecuación A.1.5:

$$Q_{total,eva} = \dot{m} * (h_1 - h_4) \quad (A.1.5)$$

Una vez conocidos todos los estados del ciclo se puede calcular el trabajo neto (W) de salida como:

$$W = W_t - W_p \quad (A.1.6)$$

Y por tanto el rendimiento del ciclo quedará definido según:

$$\eta = \frac{W}{Q_{total,eva}} \quad (A.1.7)$$

B. CICLO ORC CON RECUPERADOR DE CALOR (RORC)

Para poder mejorar el rendimiento del ciclo resulta conveniente analizar un ORC con recuperador de calor que permite, a través de una extracción realizada a la salida de la primera turbina, precalentar el líquido comprimido antes de su entrada al evaporador.

El diagrama T-s de un proceso desarrollado por un RORC genérico se muestra en la Figura A.1.2:

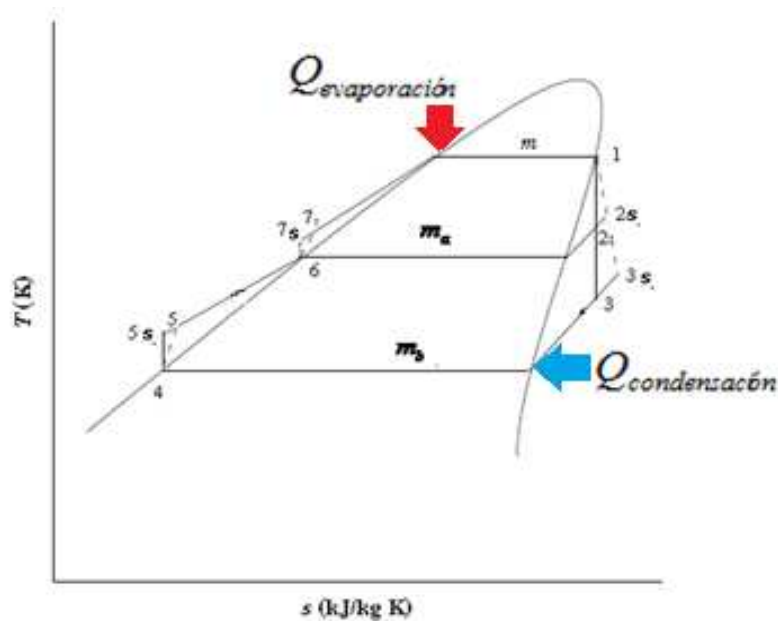


Figura A.1.2. Diagrama T-s un ORC regenerativo genérico [28].

El flujo másico es:

$$\dot{m} = \dot{m}_a + \dot{m}_b \quad (\text{A.1.8})$$

Para el cálculo de las propiedades, se procede del mismo modo que para el sistema simple según nos encontremos en las regiones de una sola fase o en la región donde se tenga una mezcla líquido-vapor.

-Proceso 1-2: se produce una primera expansión del vapor considerado como saturado ($x_1=1$) procedente del evaporador en la turbina 1. Para conocer el trabajo realizado en este proceso (W_{t1}) se recurre a la ecuación A.1.1 considerando W_t como W_{t1} .

Al igual que en el sistema simple, h_1 queda definida por P_1 (calculada a partir del valor de T_1 considerado) y x_1 . Para definir h_2 se recurre a A.1.2 considerando $nst=nst_1=0,5$. Conocido el valor de h_{2s} (se calcula a partir de P_1 y la entropía en el punto 2s (s_{2s}) que es la misma que en el punto 1) y el valor del rendimiento isoentrópico de la turbina 1 se puede determinar h_2 y con ello el valor de W_{t1} .

-Proceso 2-3: Parte del vapor saturado expandido en la turbina 1 es recuperado (m_a) y el resto (m_b) es expandido, como se observa en el diagrama de la Figura A.1.2, a su paso en una segunda turbina 2. A partir del trabajo producido en la misma (W_{t2}) se permitirá el cálculo del trabajo neto.

El cálculo de W_{t2} así como la entalpía del fluido a la salida de la turbina (h_3) se realiza a partir de la ecuación A.1.1 y ecuación A.1.2 caracterizada para este proceso 2-3, de la siguiente manera:

$$W_{t2} = \dot{m}_b * (h_2 - h_3) \quad (\text{A.1. 9})$$

$$nst_2 = \frac{(h_2 - h_3)}{(h_2 - h_{3s})} \quad (\text{A.1.10})$$

Donde $nst_2=0,6$

En esta situación, para calcular el valor de h_{3s} , se necesita conocer el valor P_3 conocido a partir de la P_4 a la salida del condensador como se define en el proceso 3-4. Además, se necesita conocer la entropía en el punto 2 (s_2) pues es la misma que en el punto 3 (s_{3s}). Sin embargo, se desconoce el valor de la presión de baja P_2 a la salida de la turbina 1, necesaria para definir ésta variable así como el resto de variables posteriores en los procesos sucesivos que determinarán el rendimiento del sistema.

Debido a la importancia que toma P_2 , se estima un valor promediado entre 0,1 y 45 bar característico para cada fluido, seleccionando el valor que corresponda con la mayor eficiencia del ciclo.

Conocido P_2 , se podrá determinar h_{3s} y finalmente el trabajo de la turbina 2 (W_{t2}).

-Proceso 3-4: la condensación del vapor que se considera a presión constante. La presión de baja a la salida del condensador P_4 es la misma que a la entrada P_3 . Para el cálculo de P_4 se atiende al valor de T_4 considerado. El estado a la salida del condensador queda determinado por P_4 (presión de baja del ciclo), y su título de vapor en estado de líquido saturado ($x_4=0$). Con estas dos propiedades se conoce la entalpía del punto 4 (h_4).

-Proceso 4-5: compresión del líquido saturado en la bomba 1 antes de su paso por el recuperador. La bomba 1, incrementa la presión del fluido de trabajo hasta una presión intermedia. El trabajo consumido por la bomba 1 (W_{p1}) se puede calcular a partir de la ecuación (3) caracterizada a este proceso 4-5:

$$W_{p1} = \dot{m}_b * (h_5 - h_4) \quad (\text{A.1.11})$$

El punto de salida (h_5) es calculado a partir del rendimiento isoentrópico de la bomba 1 ($n_{sp1}=0,5$):

$$n_{sp1} = \frac{(h_{5s} - h_4)}{(h_5 - h_4)} \quad (\text{A.1.12})$$

La entalpía en el punto de salida del proceso isoentrópico (h_{5s}) queda determinada por la presión (P_5) la cual es la misma que la presión a la salida de la turbina 1 (P_2) y por la entropía en el punto 5 (s_{5s}) que es la misma que la entropía en la entrada (s_4).

-Proceso 6-7: tras su paso por el recuperador de calor, el líquido saturado ($x_6=0$) a la presión $P_6=P_2$, es comprimido en una segunda bomba 2. La bomba 2, incrementa la presión de fluido de trabajo a la máxima presión de operación del sistema. El trabajo consumido por la misma (W_{p2}) se puede calcular a partir de la ecuación A.1.3 caracterizada a este proceso 5-6:

$$W_{p2} = \dot{m} * (h_7 - h_6) \quad (\text{A.1.13})$$

La entalpía a la entrada de la bomba (h_6) se determina directamente a partir de P_6 y x_6 . El punto de salida (h_7) es calculado a partir del rendimiento isoentrópico de la bomba 2 ($n_{sp2}=0,5$):

$$n_{sp2} = \frac{(h_{7s} - h_6)}{(h_7 - h_6)} \quad (\text{A.1.14})$$

La entalpía en el punto de salida del proceso isoentrópico (h_{7s}) queda determinada por la presión (P_6) y por la entropía en el punto 7 (s_{7s}) que es la misma que la entropía en la entrada (s_6).

La presión de entrada al evaporador coincide con P_1 .

Así, el trabajo total generado por la turbina y el trabajo total consumido por la bomba me permitirá conocer el trabajo neto del sistema.

$$W = (W_{t1} + W_{t2}) - (W_{p1} + W_{p2}) \quad (\text{A.1.15})$$

Finalmente, conocidas todas las variables se determina el rendimiento del ciclo analizado en el siguiente apartado.

$$\eta = \frac{W}{Q_{total,eva}} \quad (\text{A.1.16})$$

ANEXO 2. CLASIFICACIÓN DE SEGURIDAD EN PLANTA

Como se ha mencionado en el apartado 0 (página 19), la selección de los fluidos se ha realizado según diversas consideraciones.

Según consideraciones medioambientales, los posibles fluidos aptos que presentan bajos valores de ODP y GWP (ver Tabla 2), han sido analizados considerando la clasificación de seguridad en planta. Esta se ha basado en la toxicidad del fluido, inflamabilidad y compatibilidad con los materiales de la instalación. Después de un riguroso análisis, para analizar la toxicidad e inflamabilidad del fluido orgánico, se ha elegido la clasificación de seguridad dada por el ASHRAE (*American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers*) debido a la gran cantidad de fluidos orgánicos que abarca y la relativa simplicidad de las anotaciones de las clases de seguridad. Esta clasificación se muestra en la Tabla A.2.1.

Inflamabilidad	Baja Toxicidad	Alta toxicidad
Alta	A3	B3
Baja	A2	B2
No inflamable	A1	B1

Tabla A.2.1. Clasificación de seguridad del ASHRAE [41].

✓ Clasificación de toxicidad (C)

Las letras A y B de la tabla denotan la toxicidad. Los refrigerantes se clasifican en dos grupos acorde a su toxicidad:

- Clase A: Son aquellos refrigerantes para los cuales su toxicidad no ha sido identificada en concentraciones menor que o igual a 400 ppm por volumen, basada en datos usados para determinar el valor límite de peso promedio (TLV-TWA) o índices consistentes.
- Clase B: Son aquellos refrigerantes para los cuales hay evidencia de toxicidad a concentraciones inferiores a 400 ppm por volumen, basados en datos usados para determinar TLV -TWA o índice consistentes.

✓ Clasificación de inflamabilidad (F)

Los números 1, 2 y 3 denotan la inflamabilidad del fluido. Los refrigerantes se clasifican en tres grupos acorde a su inflamabilidad:

- Clase 1: Refrigerantes que no muestran propagación de llama cuando son testados en el aire a 21° y 101 kPa.
- Clase 2: Refrigerantes cuyo límite inferior de inflamabilidad (LI), cuando forman una mezcla con el aire a 21 ° y 101 kPa , es igual o superior al 3,5% en volumen (V/V).
- Clase 3: Refrigerantes cuyo límite inferior de inflamabilidad (LI), cuando forman una mezcla con el aire a 21° y 101 kPa, es inferior al 3,5% en volumen (V/V).

Analizados en el apartado 0 requisitos termodinámicos, medioambientales, de seguridad en planta y energéticos, finalmente se seleccionó el R245fa como fluido óptimo de trabajo. Las propiedades de éste fluido se recogen a continuación

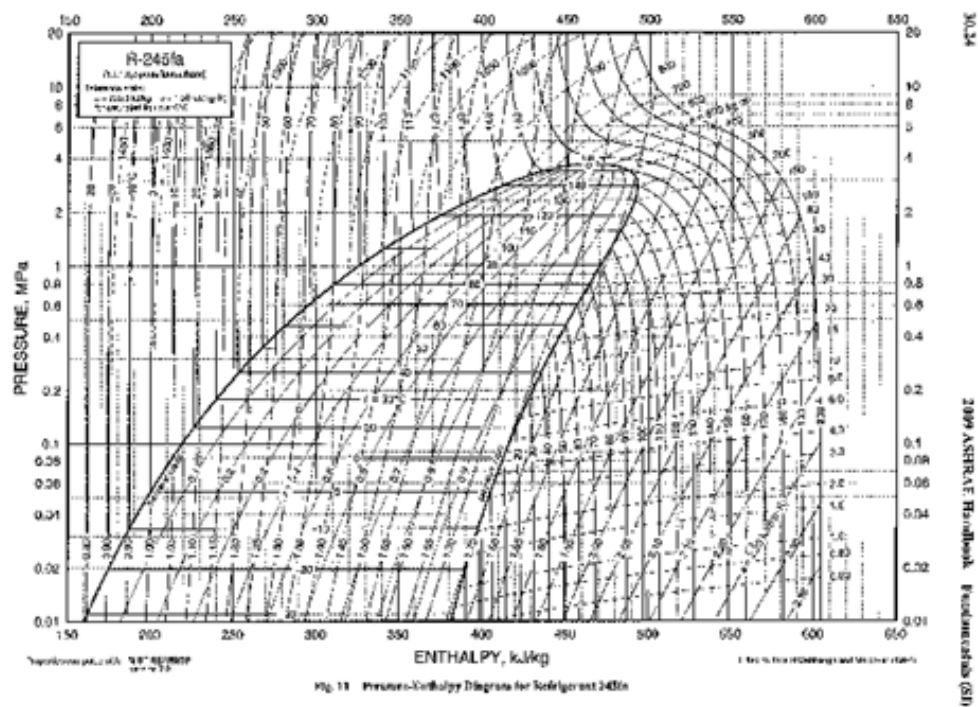
A. PROPIEDADES FÍSICAS Y DIAGRAMA P-h DEL R245fa

Honeywell | Refrigerants

Genetron® 245fa

General Information	
ASHRAE #	R-245fa
Class	HFC
Refrigerant Type	Single Component Fluid
Glide	
Typical Lubricant	Synthetic (POE, PVE, etc)
Substitutes	CFC-11
Notes	Equipment redesign, ORC heat transfer fluid

Physical Properties	
Chemical Name	Pentafluoropropane
Chemical Notation	$\text{CF}_3\text{CH}_2\text{CHF}_2$
Molecular Weight	134
Boiling Point @ 1 Atm, (°F)	58.8
Freezing Point @ 1 Atm, (°F)	<-160
Critical Temperature (°F) (ASTM D-1321)	309.29
Critical Pressure* (psia)	527.94
Saturated Liquid Density @ 86°F, (lb/ft ³)	82.7
Specific Heat of Liquid @ 86°F, (Btu/lb•°F)	0.32
Specific Heat of Vapor @ Constant Pressure* (Cp), @ 86° and 1 Atm, (Btu/lb•°F)	0.2
Flammable range, %vol. in air (Based on ASHRAE Standard 34 with Match Ignition)††	None
ANSIASHRAE Standard 36-1992 Safety Group Classification	A1



ANEXO 3. MODELO DE LOS INTERCAMBIADORES MÉTODO NTU-efectividad

El evaporador y condensador son los equipos donde se desarrollan los fenómenos de transferencia de calor. Como se ha comentado anteriormente en el apartado 0 (pag.28), para analizar más a fondo estos equipos, se emplearon 2 modelos analizados en condiciones de diseño y en el punto de operación que recrean el sistema completo de ambos procesos. Estos 2 modelos han resultado de analizar el sistema mediante dos métodos diferentes de cálculo: El método de LTMD y el método NTU-eficiencia.

A continuación, se recogen las ecuaciones que definen el modelo no seleccionado para analizar el comportamiento del evaporador y condensador, es decir; el análisis del sistema completo mediante el método NTU-eficiencia.

A. EVAPORADOR

Este método, está basado en la efectividad del intercambiador durante la transferencia de una cantidad determinada de calor. La efectividad del evaporador se define como la relación entre el calor real que se transfiere en el equipo (Q_{eva}) y el máximo calor que podría alcanzarse ($Q_{máx,eva}$) [13,27,28,30,31,33]. Para el cálculo de la efectividad del evaporador, se determina inicialmente el flujo de calor intercambiado en el mismo como se muestra en la siguiente tabla atendiendo a los dos fluidos entre los cuales tiene lugar el proceso. En función de si se produce un cambio de estado del fluido orgánico a temperatura constante o con variación de temperaturas, la relación entre la efectividad ϵ y el número de unidades de transferencia de calor (NTU) varía [13,30, 27,28, 31, 33].

Como ya se ha indicado en el apartado 0 el recorrido que describe el fluido en el evaporador queda sintetizado entre el tramo de sensible y el tramo latente. Las ecuaciones que determinan la potencia intercambiada en cada tramo mediante los dos fluidos que intervienen en el proceso y mediante la efectividad del intercambiador, quedan recogidas en la siguiente tabla.

$$\dot{Q}_{eva,1} = \dot{m}_{R245fa} * C_{p,R245fa} (T_{líquidosaturado} - T_4) \quad (A.3.1)$$

$$\dot{Q}_{eva,1} = \dot{m}_{agua,eva} * C_{p,agua,eva} * (T_{agua,pinch,eva} - T_{agua,salida,eva}) \quad (A.3.2)$$

Donde:

$\dot{Q}_{eva,1}$: Calor absorbido en el intercambio de calor sensible (kW)

T_4 : Temperatura del R245fa en la entrada al evaporador como líquido comprimido (°C)

$T_{líquidosaturado}$: Temperatura del R245fa en el punto intermedio de título x=0 (°C)

$T_{agua,pinch,eva}$: Temperatura del agua en el punto intermedio (°C)

$T_{agua,salida,eva}$: Temperatura del agua a la salida del evaporador (°C)

$C_{p,agua,eva}$: Capacidad calorífica del agua (kJ/kg*K)

$$\varepsilon_{1,eva} = \frac{\dot{Q}_{1,eva}}{\dot{Q}_{máx,1,eva}} = \frac{\dot{Q}_{1,eva}}{C_{min1,eva} * (T_{agua,eva} - T_4)} \quad (A.3.3)$$

Donde:

$C_{min1,eva} = \min(C_{R245fa}, C_{agua,eva})$ capacidad térmica mínima en el tramo sensible (kJ/K)

A su vez:

$$C_{R245fa,eva} = \dot{m}_{R245fa} * C_{p,R245fa,eva} \quad (A.3.4)$$

$$C_{agua,eva} = \dot{m}_{agua,eva} * C_{p,agua,eva} \quad (A.3.5)$$

Corresponden con las capacidades térmicas de cada uno de los fluidos (kJ/K) y $C_{p,R245fa,eva}$ queda definida:

$$C_{p,R245fa} = \frac{(h_{líquidosaturado} - h_4)}{(T_{líquidosaturado} - T_4)} \quad (A.3.6)$$

Donde:

h_4 : Entalpía del R245fa en la entrada al evaporador como líquido comprimido (kJ/kg)

$h_{líquidosaturado}$: Entalpía del R245fa en el punto intermedio de título x=0 (kJ/kg)

$$NTU_{1,eva} = -(1 + C_R^2)^{-0,5} \ln \left[\frac{E - 1}{E + 1} \right]$$

Donde: (A.3.7)

$$E = \frac{\frac{2}{\varepsilon_{1,eva}} - (1 + C_R)}{(1 + C_R^2)^{0,5}}$$

C_R = Relación entre capacidad térmica mínima y máxima en el evaporador.

La relación entre NTU y el producto UA [30, 31, 33]

$$NTU_{1,eva} = \frac{(UA)_{1,eva}}{C_{min1,eva}} \quad (A.3.8)$$

$$\dot{Q}_{eva,2} = \dot{m}_{R245fa} * (h_1 - h_{líquidosaturado}) \quad (A.3.9)$$

$$\dot{Q}_{eva,2} = \dot{m}_{agua,eva} * C_{p,agua,eva} * (T_{agua,eva} - T_{agua,entrada,eva}) \quad (A.3.10)$$

Donde:

$\dot{Q}_{eva,2}$ = Calor absorbido en el tramo latente (kW)

$T_{agua,entrada,eva}$ = Temperatura del agua a la entrada del evaporador (°C)

h_1 =entalpía del R245fa a la salida del evaporador (kJ/kg)

Tramo sensible

Tramo latente

$\varepsilon_{2,eva} = \frac{Q_{2,eva}}{Q_{m\acute{a}x,2,eva}} = \frac{Q_{2,eva}}{C_{agua,eva} * (T_{agua,entrada,eva} - T_{l\acute{i}quidosaturado})} \quad (A.3.11)$	
$NTU_{2,eva} = -Ln(1 - \varepsilon_{2,eva}) \quad (A.3.12)$	
$NTU_{2,eva} = \frac{(UA)_{2,eva}}{C_{agua,eva}} \quad (A.3.13)$	
PP: Pinch Point evaporador	
$T_{agua,pinch,eva_d} = PP_{eva} + T_{l\acute{i}quidosaturado_d} \quad (A.3.14)$	
$Q_{total,eva} = Q_{eva,1} + Q_{eva,2} \quad (A.3.15)$	
$UA_{total,eva} = UA_{1,eva} + UA_{2,eva} \quad (A.3.16)$	

Tabla A.3. 1. Desarrollo matemático modelo evaporador método NTU-efectividad

B. CONDENSADOR

- Sistema completo**

El recorrido que describe el fluido en el condensador, es ahora descrito por un tramo de vapor sobrecalentado y un tramo de líquido saturado como se dijo en el apartado 0. Las ecuaciones se recogen en la Tabla Tabla A.3. 2 .

$Q_{con,1} = \dot{m}_{R245fa} * (h_2 - h_{vaporsaturado}) \quad (A.3.17)$	Tramo vapor sobrecalentado
$Q_{con,1} = \dot{m}_{agua,con} * (h_{agua,salida,con} - h_{agua,con}) \quad (A.3.18)$	
Donde:	
$Q_{con,1}$: Calor cedido durante el intercambio de calor desde el estado de vapor sobrecalentado a vapor saturado del R245fa (kW)	
h_2 : Entalpía del R245fa en la entrada al condensador como vapor sobrecalentado (kJ/kg)	
$h_{vaporsaturado}$: Entalpía del R245fa en el punto intermedio de título x=1 (kJ/kg)	
$h_{agua,con}$: Entalpía del agua en el punto intermedio (kJ/kg)	
$h_{agua,salida,con}$: Entalpía del agua a la salida del condensador (kJ/kg)	

$$\varepsilon_{1,con} = \frac{Q_{1,con}}{Q_{máx,1,con}} = \frac{Q_{1,con}}{C_{min1,con} * (T_2 - T_{agua,con})} \quad (A.3.19)$$

Donde:

$C_{min1,con} = \min(C_{R245fa}, C_{agua,con})$ capacidad térmica mínima en el tramo sensible (kJ/K)

A su vez:

$$C_{R245fa,con} = \dot{m}_{R245fa} * C_{p_{R245fa,con}} \quad (A.3.20)$$

$$C_{agua,con} = \dot{m}_{agua,con} * C_{p_{agua,con}} \quad (A.3.21)$$

$$\text{Donde } C_{p_{R245fa,con}} = \frac{(h_2 - h_{\text{liquidosaturado}})}{(T_2 - T_{\text{liquidosaturado}})}$$

Y las ecuaciones A.3.20 y A.3.21 corresponden con las capacidades térmicas de cada uno de los fluidos (kJ/K).

$$NTU_{1,con} = -(1 + C_R^2)^{-0,5} \ln \left[\frac{E - 1}{E + 1} \right]$$

Donde : (A.3.22)

$$E = \frac{\frac{2}{\varepsilon_{1,con}} - (1 + C_R)}{(1 + C_R^2)^{0,5}}$$

C_R : Relación entre capacidad térmica mínima y máxima en el condensador

$$NTU_{1,con} = \frac{(UA)_{1,con}}{C_{min1,con}} \quad (A.3.23)$$

$$Q_{con,2} = \dot{m}_{R245fa} * (h_{\text{vaporsaturado}} - h_3) \quad (A.3.24)$$

$$Q_{con,2} = \dot{m}_{agua,con} * (h_{agua,con} - h_{agua,entrada,con}) \quad (A.3.25)$$

Donde:

$Q_{con,2}$: Calor cedido en el tramo de cambio de fase referido a la condensación (kW)

$h_{agua,entrada,con}$: Entalpía del agua a la entrada del condensador (kJ/kg)

h_3 : entalpía del R245fa a la salida del condensador de título $x=0$ (kJ/kg)

Los tres calores mencionados, se relacionan entre sí como sigue:

$$Q_{total,con} = Q_{con,1} + Q_{con,2} \quad (A.3.26)$$

$$\varepsilon_{2,con} = \frac{Q_{2,con}}{Q_{máx,2,con}} = \frac{Q_{2,con}}{C_{agua,con} * (T_{agua,entrada,con} - T_{\text{vaporsaturado}})} \quad (A.3.27)$$

$$NTU_{2,con} = -\ln(1 - \varepsilon_{2,con}) \quad (A.3.28)$$

Se considera ser la capacidad térmica del agua.

$$NTU_{2,con} = \frac{(UA)_{2,con}}{C_{agua,con}} \quad (A.3.29)$$

Se estima un valor de Pinch Point (PP_{con}), que determina el valor de la temperatura del agua en el punto intermedio según lo siguiente:

$$PP_{con} = T_{\text{vaporsaturado}_d} - T_{agua,con_d} \quad (A.3.30)$$

$$Q_{total,con} = Q_{con,1} + Q_{con,2} \quad (A.3.31)$$

Tramo líquido saturado

$$UA_{total,con} = UA_{1,con} + UA_{2,con} \quad (A.3.32)$$

Tabla A.3. 2: Desarrollo matemático Modelo Condensador Método NTU-efectividad

ANEXO 4. CARACTERÍSTICAS Y ESQUEMA DEL CONDENSADOR Y EVAPORADOR

INFINITY TURBINE ®

2010 MODEL IT10 Organic Rankine Cycle

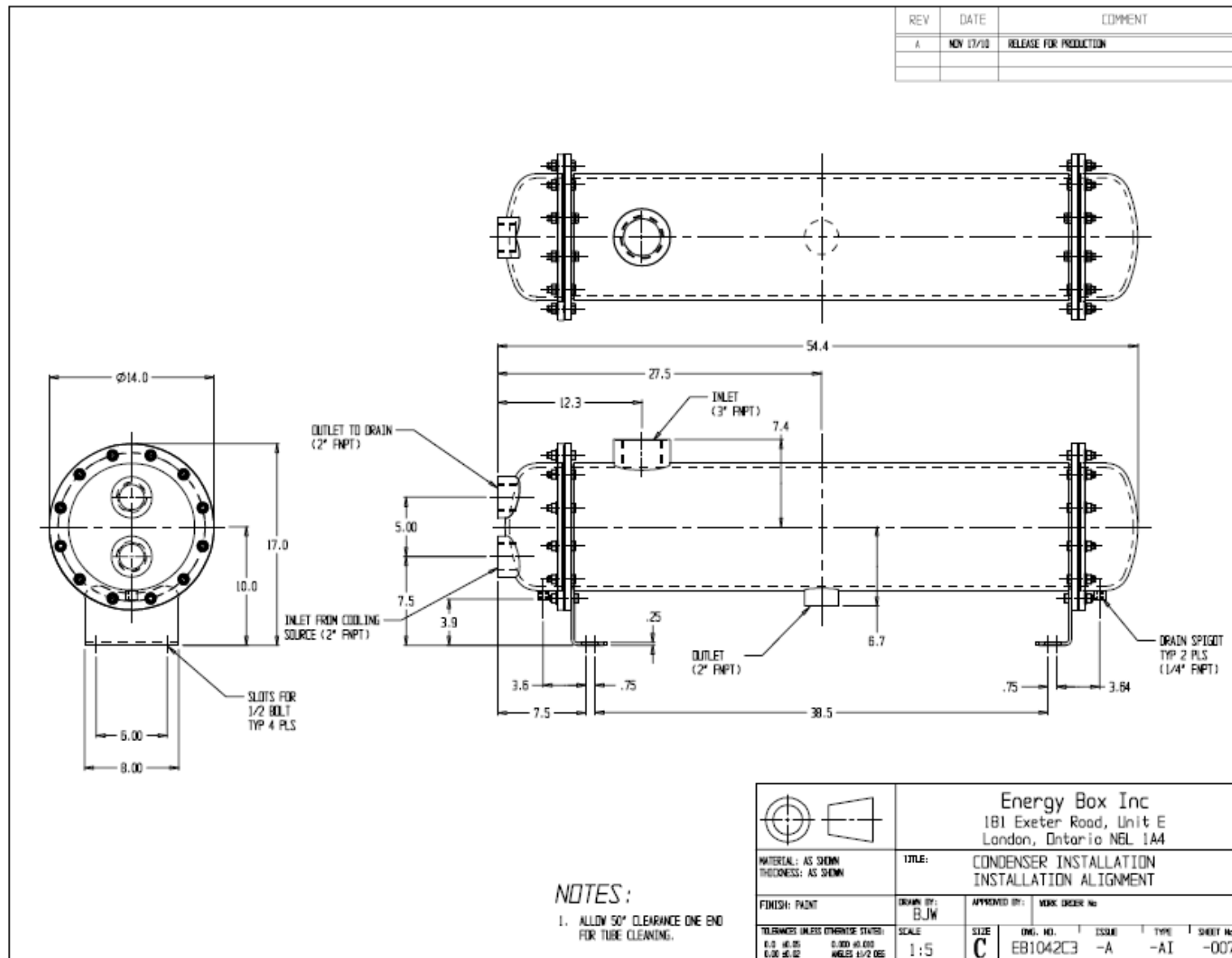
Date: Tue, 7 Sep 2010 08:54:53 -0500

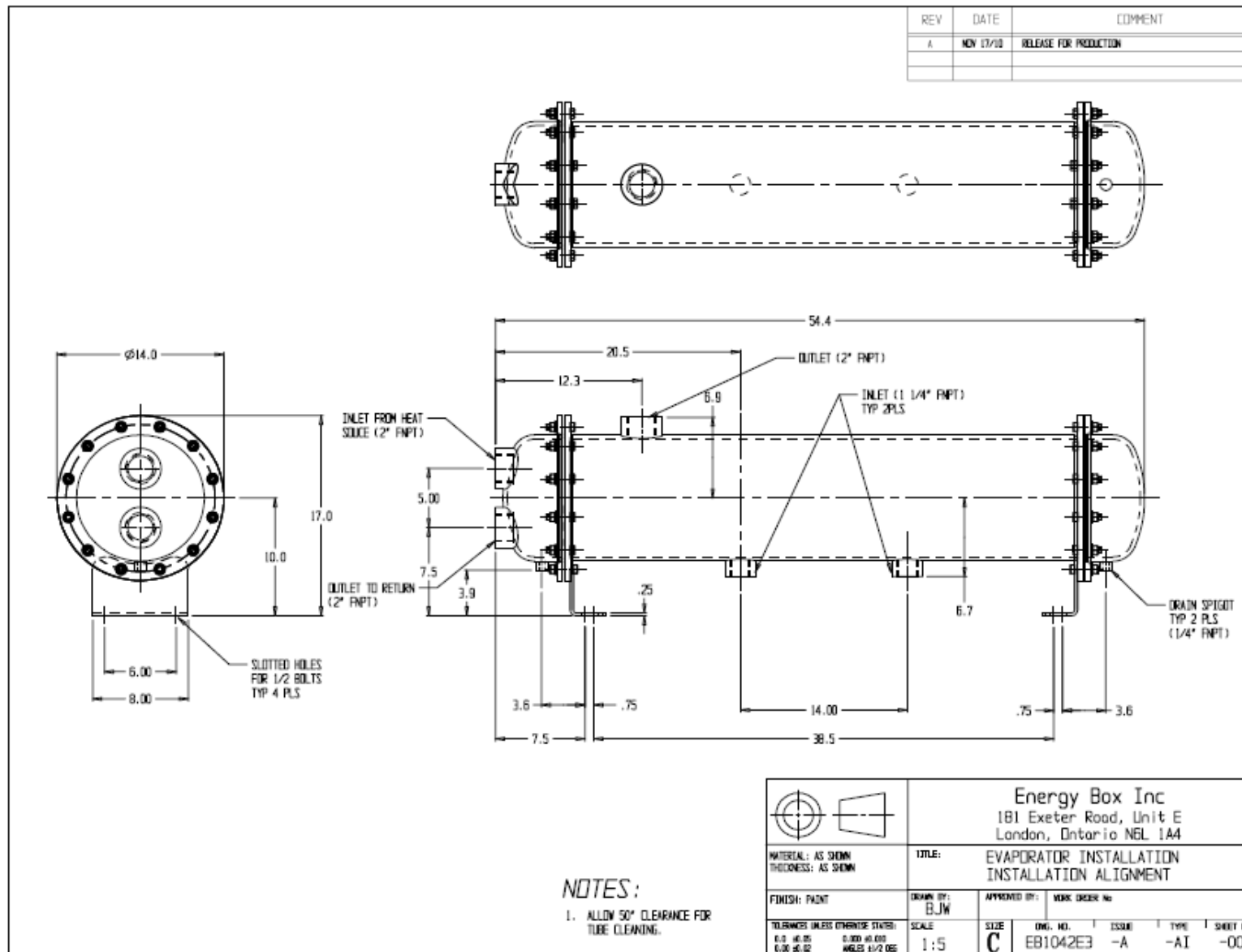
Evaporator Shell and Tube Heat Exchanger:

- Shell side refrigerant, tube side hot water
- Working pressure 150-250 psi on shell side (refrigerant)
- Temp in in normal process will be 80-120 C
- Temp change will be 10-15 C from inlet to exit
- Design pressure minimum 300 psi, typical is 450 psi
- Flow rate should have a range to handle 20-35 gpm (this will vary depending on the temperature of your hot water)
- Ports for hot water in/out should be 2 inches in diameter (each)
- Ports for in/out of refrigerant can be 1 inch. If the mfg. only has 2 inches, then you need to reduce down to 1 inch using a reducer fitting

Condenser Shell and Tube Heat Exchanger:

- Shell side refrigerant, tube side hot water
- Working pressure 150-250 psi on shell side (refrigerant)
- Temp in in normal process will be 80-120 C
- Temp change will be 10 C from inlet to exit
- Design pressure minimum 300 psi, typical is 450 psi
- Flow rate should have a range to handle 60-90 gpm (this will vary depending on the temperature of your hot water)
- Flow rate of evaporator is generally three times that of evaporator for the shell and tube design
- Ports for hot water in/out should be 2 inches in diameter (each)
- The port for the gases after they exit the turbine, going into the condenser should be as large as possible. If you can get one (or multiple) larger port, I recommend a minimum of three inches, and best would be six inches. If you have only have the option of a few 2 inch or three inch ports, you can manifold those to accept the three 2 inch exit size pipes from the back end of the turbine
- The port for the refrigerant gases, after they have been condensed back to liquid should be 1 inch. This is the exiting refrigerant liquid which is then fed to feedpump.





ANEXO 5. CÁLCULOS RELATIVOS A LA INSTALACIÓN HIDRÁULICA

Las pérdidas de carga lineales y singulares, dependen de las características del fluido (densidad, viscosidad), de las características de los conductos (sección, longitud, rugosidad de la superficie) y de la velocidad (o del caudal) con la que el flujo discurre a lo largo de la instalación.

A la hora de calcular estas pérdidas para toda la instalación, los tramos de recorrido establecidos son:

- **Evaporador-Turbina:** Se va a definir el trayecto Evaporador-Turbina como trayecto directo. Sin embargo, en este tramo, el fluido puede realizar un trayecto adicional denominado trayecto por filtro que consiste en su paso a través de un filtro, desde su salida del evaporador, en lugar de dirigirse directamente a la turbina. También se analizan para este último trayecto las pérdidas ocasionadas y se observa que trayecto introduce más pérdidas de carga.
- **Turbina-Condensador**
- **Condensador-Bomba**
- **Bomba-Evaporador**

En el tramo condensador-bomba, se ha de asegurar que el R245fa se encuentre a su entrada en la bomba, en estado vapor, con el fin de evitar el fenómeno de cavitación.

A continuación se exponen los resultados obtenidos para el cálculo de las pérdidas de carga singulares y totales de todos los tramos de la instalación en el punto de diseño, siguiendo las ecuaciones recogidas en el apartado 0 E):

- ✓ Pérdidas de carga lineales: Ecuación de Darcy-Weisbach
- ✓ Pérdidas de carga singulares: Método Longitud Equivalente y Método Teórico.

El entramado de tubo de diferente pulgada, así como la longitud, y accesorios empleados en el ciclo han sido recogidos en la Tabla 14. Las válvulas, al ser válvulas completamente abiertas, no generan problema al paso siendo despreciadas su aportación en el cálculo de las pérdidas de carga pues ésta es mínima y ha sido considerado como tramo recto de tubería.

TRAMO	Tubo	Diámetro Interior(mm)	Longitud (mm)	Cantidad Codo 45º	Cantidad Codo 90º	Cantidad T	Nº Filtro	Cantidad Reducción	Cantidad Aumento	L _{equivalente} (mm) codo 45º	Coefficiente K codo 45º	L _{equivalente} (mm) codo 90º	Coefficiente K codo 90º	L _{equivalente} T (mm)	Coefficiente K. T	Coefficiente K, reducción/aumento
Evaporador-Turbina Trayecto Directo	Acero Inoxidable 2"	53,58	1200		1	1						950	0,6	3579	1,5	
	Flexible 1"	27	1150					1								4,057
Evaporador-Turbina Trayecto por Filtro	Acero Inoxidable 2"	53,58	1660		3	1	1					950	0,6	3579	1,5	
	Acero Inoxidable 3"	80,9	100						1							0,3151
Turbina-Condensador	Acero Inoxidable 1"	33,07	590	2						420	0,42					
	Acero Inoxidable 2"	53,58	1030	3	3				1	850	0,42	950	0,6			0,639
	Acero Inoxidable 3"	80,9	1430		2	1		1				1520	0,6	4450	1,5	0,5459
	Acero Inoxidable 6"	158,3	100		2			1				3300	0,6			0,1728
	Acero Inoxidable 8"	207,1	60													
	Flexible 1"	27	880													
Condensador-Bomba	Acero Inoxidable 2"	53,58	315		2							950	0,6			
	Acero Inoxidable ¾"	24,04	100					1								0,8844
Bomba-Evaporador	Acero Inoxidable ¾"	24,04	340		2							290	0,6			
	Acero Inoxidable 1 ¼"	42	200		2	1						550	0,6	550	1,5	
	Flexible ¾"	18	300						1							0,7604

Tabla 14. Datos para el cálculo pérdidas de carga lineales y singulares. Los valores de Le (mm) han sido extraídos de [37,41,45] y los valores de los coeficientes K de [44].

A. CÁLCULO DE LAS PÉRDIDAS DE CARGA LINEALES

Para el cálculo de las pérdidas de carga por metro lineal de tubería según la fórmula de Darcy-Weisbach, se necesita obtener previamente el factor de fricción del diagrama de Moody (Figura 9). Los parámetros intermedios necesarios para calcular el factor de fricción así como el valor del mismo se recogen en la siguiente tabla:

	D N	D Interior (mm)	V (m/s)	ρ (kg/m ³)	μ (m ² /s)	Re	e/D	f
Evaporador-turbina								
Inoxidable	2"	53,58	0,26	241,7	0,00005579	115776,2	0,000037327	0,017
Flexible	1"	27	0,78	241,7	0,00005579	114875,7	0,000111111	0,015
Inoxidable	3"	80,9	0,12	241,7	0,00005579	76678,48	0,000024721	0,019
Turbina-Condensador								
Inoxidable	8"	207,1	0,54	12,5	0,00001177	230554,75	0,000014485	0,023
Inoxidable	6"	158,3	0,92	12,5	0,00001177	301629,12	0,000018951	0,02
Inoxidable	3"	80,9	3,51	12,5	0,00001177	590208,77	0,000024721	0,019
Inoxidable	1"	33,07	13,29	12,5	0,00001177	663165,13	0,000083333	0,015
Inoxidable	2"	53,58	2,67	12,5	0,00001177	297050,45	0,000037327	0,017
Flexible	1"	27	23,6	12,5	0,00001177	884220,17	0,000111111	0,015
Condensador-Bomba								
Inoxidable	2"	53,58	0,15	1297,0	0,00033	29131,38	0,000373274	0,017
Inoxidable	3/4"	24,04	0,75	1297,0	0,00033	64927,59	0,000082396	0,012
Bomba-Evaporador								
Inoxidable	3/4"	24,04	0,8	988,7	0,00031	64927,59	0,000082396	0,012
Inoxidable	1 1/4"	42	0,18	988,7	0,00031	18581,66	0,00004619	0,016
Flexible	3/4"	18	1,34	988,7	0,00031	86714,41	0,000111111	0,013

Tabla A.5. 1. Valores de los parámetros necesarios para determinar los valores del factor de fricción f .

Donde:

DN = Diámetro nominal en pulgadas

Según los valores del factor f , los resultados de pérdidas de carga lineales según el tramo analizado han sido:

A) Evaporador-Turbina

	D N (pulgadas)	h_p (m)
Evaporador- Turbina		
Trayecto Directo		
Inoxidable	2"	0,1170
Flexible	1"	3,0560
PÉRDIDAS TOTALES		3,1730
Evaporador- Turbina		
Paso por Filtro		
Inoxidable	3"	0,0014
Inoxidable	2"	0,1620
PÉRDIDAS TOTALES		0,1634

Tabla A.5. 2. Pérdidas de carga lineales en el tramo Evaporador-Turbina por el trayecto directo y por el trayecto a través de filtro.

B) Turbina-Condensador

Turbina-Condensador	D N (pulgadas)	h_p (m)
Inoxidable	8"	0,003433
Inoxidable	6"	0,01912
Inoxidable	3"	0,0706
Inoxidable	1"	0,3769
Inoxidable	2"	2,127
Flexible	1"	4,372
PÉRDIDAS TOTALES		6,968

Tabla A.5. 3. Pérdidas de carga lineales en el tramo Turbina-Condensador.

C) Condensador-Bomba

Condensador-Bomba	D N	h_p (m)
Inoxidable	2"	0,00107
Inoxidable	3/4"	0,01320
PÉRDIDAS TOTALES		0,01427

Tabla A.5. 4. Pérdidas de carga lineales en el tramo Condensador-Bomba.

D) Bomba-Evaporador

Bomba-Evaporador	D N	h_p (m)
Inoxidable	3/4"	0,07721
Inoxidable	1 1/4"	0,00375
Flexible	3/4"	0,3136
PÉRDIDAS TOTALES		0,3945

Tabla A.5. 5. Pérdidas de carga lineales en el tramo Bomba-Evaporador.

B. CÁLCULO DE LAS PÉRDIDAS DE CARGA SINGULARES

Debido a la complejidad de la instalación como consecuencia del número de equipos que la componen y del reducido espacio disponible para el conjunto de la planta, es de esperar que la aportación a las pérdidas de elementos como codos, T, etc., sea considerable, por esto se ha decidido realizar el cálculo a través de los dos métodos presentados en el apartado 0: Método de longitud equivalente y método teórico. Los accesorios presentes en todos los circuitos hidráulicos y el número de cada uno de ellos se deducen de las conexiones a realizar entre los diversos equipos y tuberías (en la Tabla 14) se recoge todos los accesorios del ciclo para cada tramo, cantidad de cada uno de ellos, así como los valores de longitud equivalente y el factor del coeficiente K necesarios para el cálculo de las pérdidas de carga singulares mediante los dos métodos citados)

A continuación se recogen en las siguientes tablas, los resultados obtenidos para todos los tramos de la instalación mediante el método de longitud equivalente y método teórico. Como se dijo en el apartado 0, el cálculo de las pérdidas de carga singulares para reducciones y aumentos se ha efectuado mediante el método teórico a través de la ecuación (55).

- **Método de la longitud equivalente**

A) Evaporador-Turbina

Evaporador-Turbina Trayecto Directo	h_s Codo 90° Radio-Grande (m)	h_s T (m)	h_s Filtro (m)
2"	0,09296	0,3502	
Evaporador-Turbina Trayecto por Filtro			
2"	0,2789	0,3502	6,2483

Tabla A.5. 6. Valores de pérdidas de carga singulares en accesorios en el tramo Evaporador-Turbina a través del trayecto directo y del trayecto a través de filtro mediante el método de Longitud equivalente. h_s filtro extraído de [56] según el filtro y elemento filtrante.

Evaporador-Turbina Trayecto Directo	hk Reducción (m)	hk Aumento (m)
2"-1"	0,1440	
2"-3"		0,0194

Tabla A.5. 7. Valores de pérdidas de carga singulares en reducciones y aumentos en el tramo Evaporador-Turbina a través del trayecto directo y del trayecto a través de filtro mediante el método teórico.

	Δh_s (m)
Evaporador-Turbina Trayecto Directo	0,5872
Evaporador-Turbina Trayecto por Filtro	6,8790

Tabla A.5. 8. Valores de pérdidas de carga singulares totales en el tramo Evaporador-Turbina a través del trayecto directo y del trayecto a través de filtro mediante el método de Longitud equivalente.

Se observa que las pérdidas de carga singulares son mayores en el trayecto descrito por el fluido orgánico cuando realiza su paso por el filtro desde la salida del evaporador. Esto es debido, a la pérdida de carga tan fuerte que introduce el filtro como consecuencia del tamaño tan pequeño de sus porosidades.

B) Turbina-Condensador

Turbina-Condensador	h_s Codo 90° Radio-Grande (m)	h_s Codo 45° Radio Normal (m)	h_s T (m)
1"		3,32	
2"	2,62	2,45	
3"	1,072		2,35
6"	0,2499		

Tabla A.5. 9. Valores de pérdidas de carga singulares en accesorios en el tramo Turbina-Condensador a través del método de Longitud equivalente.

Turbina-Condensador	hk Reducción (m)	hk Aumento (m)
1"-2"		0,3164
6"-3"	0,02718	
8"-6"	0,01259	

Tabla A.5. 10. Valores de pérdidas de carga singulares en reducciones y aumentos en el tramo Turbina-Condensador mediante el método teórico.

	Δh_s (m)
Turbina-Condensador	6,992

Tabla A.5. 11. Valores de pérdidas de carga singulares totales en el tramo Turbina-Condensador mediante el método de Longitud equivalente.

C) Condensador-Bomba

Condensador-Bomba	h_s Codo 90° Radio Grande (m)
2"	0,0064

Tabla A.5. 12. Valores de pérdidas de carga singulares en accesorios en el tramo Condensador-Bomba a través del método de Longitud equivalente.

Condensador-Bomba	h_k Reducción (m)
2"-3/4"	0,0243

Tabla A.5. 13. Valores de pérdidas de carga singulares en reducción en el tramo Condensador-Bomba mediante el método teórico.

	Δh_s (m)
Condensador-Bomba	0,03076

Tabla A.5. 14. Valores de pérdidas de carga singulares totales en el tramo Condensador-Bomba mediante el método de Longitud equivalente.

D) Bomba-Evaporador

Bomba-Evaporador	h_s Codo 90° Radio Grande (m)	h_s T (m)
3/4"	0,419	
1 1/4"	0,02046	0,01023

Tabla A.5. 15. Valores de pérdidas de carga singulares en accesorios en el tramo Bomba-Evaporador a través del método de Longitud equivalente.

Bomba-Evaporador	h_k Aumento (m)
3/4"-1 1/4"	0,003858

Tabla A.5. 16. Valores de pérdidas de carga singulares en reducción en el tramo Bomba-Evaporador mediante el método teórico.

	Δh_s (m)
Bomba-Evaporador	0,4536

Tabla A.5. 17. Valores de pérdidas de carga singulares totales en el tramo Bomba-Evaporador mediante el método de Longitud equivalente.

• Método Teórico

A) Evaporador-Turbina

	h_k Codo 90° Radio-Grande (m)	h_k T (m)	h_k Filtro (m)
Evaporador-Turbina			
Trayecto Directo			
2"	0,0192	0,0481	
Evaporador-Turbina			
Trayecto por Filtro			
2"	0,0577	0,0481	6,2483

Tabla A.5. 18. Valores de pérdidas de carga singulares en accesorios en el tramo Evaporador-Turbina a través del trayecto directo y del trayecto a través de filtro mediante el método teórico.

Para calcular las pérdidas de carga singulares totales, a los resultados de la tabla anterior, se le suman las pérdidas de carga singulares generadas por las reducciones y aumentos presentes en este tramo, cuyos valores han sido recogidos en la Tabla A.5. 7.

	Δh_k (m)
Evaporador-Turbina Trayecto Directo	0,2113
Evaporador-Turbina Trayecto por Filtro	6,356

Tabla A.5. 19. Valores de pérdidas de carga singulares totales en el tramo Evaporador-Turbina a través del trayecto directo y del trayecto a través de filtro mediante el método teórico.

Se puede observar del mismo modo que mediante el método de longitud equivalente, las pérdidas singulares aumentan debido a la presencia del filtro.

B) Turbina-Condensador

Turbina-Condensador	h_k Codo 90° Radio-Grande (m)	h_k Codo 45° Radio Normal (m)	h_k T (m)
1"		0,6936	
2"	0,2157	0,1510	
3"	0,0138		0,0692
6"	0,1887		

Tabla A.5. 20. Valores de pérdidas de carga singulares en accesorios en el tramo Turbina-Condensador a través del método teórico.

Para el cálculo de las pérdidas singulares totales para este tramo, también se suman a los resultados de la tabla anterior, las pérdidas de carga de las reducciones y aumentos presentes en éste tramo y que están recogidas en la Tabla A.5. 10.

	Δh_k (m)
Turbina-Condensador	1,688

Tabla A.5. 21. Valores de pérdidas de carga singulares totales en el tramo Turbina-Condensador mediante el método de teórico.

C) Condensador-Bomba

Condensador-Bomba	h_k Codo 90° Radio Grande (m)
2"	0,00134

Tabla A.5. 22. Valores de pérdidas de carga singulares en accesorios en el tramo Condensador-Bomba a través del método teórico.

Los valores de pérdidas de carga calculados en la Tabla A.5. 22 junto con los calculados para la reducción de 2"-3/4" (Tabla A.5. 13) generan un total de pérdidas.

	Δh_k (m)
Condensador-Bomba	0,02664

Tabla A.5. 23. Valores de pérdidas de carga singulares totales en el tramo Condensador-Bomba mediante el método teórico.

D) Bomba-Evaporador

Bomba-Evaporador	h_k Codo 90° Radio Grande (m)	h_k T (m)
¾"	0,1805	
1 ¼"	0,006089	0,007611

Tabla A.5. 24. Valores de pérdidas de carga singulares en accesorios en el tramo Bomba-Evaporador a través del método teórico.

Sumando a los resultados de la Tabla A.5. 24 las pérdidas de carga singulares producidas por el aumento de ¾"- 1 ¼" como se recoge en la Tabla A.5. 16. , el total de pérdidas de carga singulares ha sido:

	Δh_k (m)
Bomba-Evaporador	0,198

Tabla A.5. 25. Valores de pérdidas de carga singulares totales en el tramo Bomba-Evaporador mediante el método de teórico.

ANEXO 6. MODELO EN EES DEL CICLO ORC Y DE LAS PÉRDIDAS DE CARGA EN CONDICIONES DE DISEÑO Y FUERA DE DISEÑO.

{DATOS MODELO EN CONDICIONES DE DISEÑO Y MODELO EN CONDICIONES FUERA DE DISEÑO}

{MODELO CICLO RANKINE ORGÁNICO: CONDICIONES DE DISEÑO}

{DATOS CICLO ORC}

T1_d=145 "°C"

T3_d=40 "°C"

X1_d=1

X3_d=0

P1_d=Pressure(R245fa;T=T1_d;X=X1_d) "bar"

P3_d=Pressure(R245fa;T=T3_d;X=X3_d) "bar"

{DATOS SEGÚN EQUIPO}

"Turbina"

"Rendimiento isoentrópico"

nst_d=0,6

"Pérdidas"

A_d=2/100

(PE_d)/(h1_d-h2s_d)=2/100

"Bomba"

"Rendimiento isoentrópico"

nsp=0,5

"Condensador"

"Agua condensación"

T_agua_entrada_con_d=30 "°C"

P_red_con=3 "bar"

"Evaporador"

"Potencia considerada"

Q_total_eva=100 "kW"

"Agua evaporación"

T_agua_entrada_eva_d=160 "°C"

P_red_eva=8 "bar"

{VALOR ÓPTIMO DE LA VARIABLE PINCH POINT CONDENSACIÓN CONSIDERADO}

DeltaT_condensacion=5,4

DeltaT_condensacion=(T_vaporsaturado_d-T_agua_pinch_con_d) " PINCH POINT"

{VALOR ÓPTIMO DE LA VARIABLE PINCH POINT EVAPORACIÓN CONSIDERADO}

DeltaT_evaporacion=9,2

DeltaT_evaporacion=(T_agua_pinch_eva_d-T_liquidosaturado_d) " PINCH POINT"

{PÉRDIDAS DE CARGA CICLO RANKINE ORGÁNICO}

{DATO ACELERACIÓN GRAVEDAD}

g=9,81 "m/s^2, considerado valor de gravedad empleado para el cálculo de pérdidas de carga"

{DATOS PROPIEDADES FLUIDO EN CADA TRAMO}

"Evaporador-Turbina"

{PUNTO 1a: Salida Evaporador}

$P1_a = P1_d$ "bar"
 $\rho_{a1} = \text{Density}(R245fa; X=X1_d; T=T1_d)$ "kg/m³"
 $\mu_{a1} = \text{Viscosity}(R245fa; T=T1_d; X=X1_d)$ "kg/m*s"
 $\text{Caudal_a1} = (m_R245fa_d / \rho_{a1}) * 3600$ "m³/h"
 $H1_a = H1_d$ "kJ/kg"

{PUNTO 1b: Entrada Turbina}

$H1_a = H1_b$
 $P1_b_directo = (P1_a + z_impulsion_punto_1) - (H_total_punto_1)$ "bar"
 $P1_b_filtro = (P1_a + z_impulsion_punto_1) - (H_total_punto_1_f)$ "bar"

"Turbina-Condensador"

{PUNTO 2a: Salida Turbina}

$P2_a = \text{Pressure}(R245fa; X=X2_d; T=T2_d)$ "bar"
 $X2_d = \text{quality}(R245fa; H=H2_d; T=T2_d)$
 $\rho_{a2} = \text{Density}(R245fa; X=X2_d; T=T2_d)$ "kg/m³"
 $\mu_{a2} = \text{Viscosity}(R245fa; X=X2_d; T=T2_d)$ "kg/m*s"
 $\text{Caudal_a2} = (m_R245fa_d / \rho_{a2}) * 3600$ "m³/h"
 $H2_a = H2_d$ "kJ/kg"

{PUNTO 2b: Entrada condensador}

$H2_a = H2_b$
 $P2_b = (P2_a + z_aspiracion_punto_2) - (H_total_punto_2)$ "bar"

"Condensador-Bomba"

{PUNTO 3a: Salida condensador}

$P3_a = P3_d$ "bar"
 $\rho_{a3} = \text{Density}(R245fa; T=T3_d; X=X3_d)$ "kg/m³"
 $\mu_{a3} = \text{Viscosity}(R245fa; T=T3_d; X=X3_d)$ "kg/m*s"
 $\text{Caudal_a3} = (m_R245fa_d / \rho_{a3}) * 3600$ "m³/h"
 $H3_a = H3_d$ "kJ/kg"

{PUNTO 3b: Entrada Bomba}

$H3_a = H3_b$
 $P3_b = (P3_a + z_aspiracion_punto_3) - (H_total_punto_3)$ "bar"

"Bomba-Evaporador"

{PUNTO 4a: Salida Bomba}

$P4_a = \text{Pressure}(R245fa; X=X4_d; T=T4_d)$ "bar"
 $X4_d = \text{quality}(R245fa; H=H4_d; T=T4_d)$
 $\rho_{a4} = \text{Density}(R245fa; X=X4_d; T=T4_d)$ "kg/m³"
 $\mu_{a4} = \text{Viscosity}(R245fa; P=P4_d; T=T4_d)$ "kg/m*s"
 $\text{Caudal_a4} = (m_R245fa_d / \rho_{a4}) * 3600$ "m³/h"
 $H4_a = H4_d$ "kJ/kg"

{PUNTO 3b: Entrada Evaporador}

$H4_a = H4_b$
 $P4_b = (P4_a + z_impulsion_punto_4) - (H_total_punto_4)$ "bar"

{DATOS CÁLCULO PÉRDIDAS DE CARGA LINEALES EN CADA TRAMO}

"Evaporador-Turbina"

```
{Tramo "a_directo"= TRAMO CORRESPONDIENTE A RECORRIDO DIRECTO
EVAPORADOR-TURBINA SIN PASAR POR FILTRO}
  {Tubo inoxidable 2"}
    L_a1=1200 "mm"
    D_int_a1=53,58 "mm"
    e_a1=0,002 "Diagrama de Moody"
  {Tubo flexible 1"}
    L_a2=1150 "mm"
    D_int_a2=27 "mm"
    e_a2=0,002 "Diagrama de Moody"
{Tramo "a_filtro"= TRAMO CORRESPONDIENTE A RECORRIDO PASANDO POR FILTRO}
  {Tubo inoxidable 2"}
    L_a_1=1660 "mm"
    D_int_a_1=53,58 "mm"
    e_a_1=0,002 "Diagrama de Moody"
  {Tubo inoxidable 3"}
    L_a_2=100 "mm"
    D_int_a_2=80,9 "mm"
    e_a_2=0,002 "Diagrama de Moody"
```

"Turbina-Condensador"

```
{Tubo flexible 1"}
  L_b1=880 "mm"
  D_int_b1=27 "mm"
  e_b1=0,002 "Diagrama de Moody"
{Tubo inoxidable 1"}
  L_b2=590 "mm"
  D_int_b2=33,07 "mm"
  e_b2=0,002 "Diagrama de Moody"
{Tubo inoxidable 2"}
  L_b3=1030 "mm"
  D_int_b3=53,58 "mm"
  e_b3=0,002 "Diagrama de Moody"
{Tubo inoxidable 3"}
  L_b4=1430 "mm"
  D_int_b4=80,9 "mm"
  e_b4=0,002 "Diagrama de Moody"
{Tubo inoxidable 6"}
  L_b5=100 "mm"
  D_int_b5=158,3 "mm"
  e_b5=0,002 "Diagrama de Moody"
{Tubo inoxidable 8"}
  L_b6=60 "mm"
  D_int_b6=207,1 "mm"
  e_b6=0,002 "Diagrama de Moody"
```

"Condensador-Bomba"

```
{Tubo inoxidable 2"}
  L_c1=315 "mm"
  D_int_c1=53,58 "mm"
  e_c1=0,002 "Diagrama de Moody"
{Tubo inoxidable 3/4"}
  L_c2=100 "mm"
  D_int_c2=24,04 "mm"
  e_c2=0,002 "Diagrama de Moody"
```

"Bomba-Evaporador"

```

{Tubo inoxidable 3/4"}
  L_d1=340 "mm"
  D_int_d1=24,04 "mm"
  e_d1=0,002 "Diagrama de Moody"
{Tubo inoxidable 1 1/4"}
  L_d2=200 "mm"
  D_int_d2=42 "mm"
  e_d2=0,002 "Diagrama de Moody"
{Tubo flexible 3/4"}
  L_d3=300 "mm"
  D_int_d3=18 "mm"
  e_d3=0,002 "Diagrama de Moody"

```

{DATOS CÁLCULO PÉRDIDAS DE CARGA SINGULARES EN CADA TRAMO}

"Evaporador-Turbina"

{Tramo a_directo: ACCESORIOS: Codo 90° 2", T de 2", reducción tramo 2-1}

{Método longitud equivalente: Elegido finalmente método cálculo pérdidas carga accesorios}

L_equivalente_a1=950 {mm, codo de 2"}

L_equivalente_a2=3579 {mm, T de 2"}

{Método teórico}

k_a1=0,6 {codo 2"}

k_a2=1,5 {T de 2"}

{Tramo a_filtro: ACCESORIOS: 3 Codos 90° 2", T de 2", Filtro, aumento tramo 2-3"}

{Método longitud equivalente: Elegido finalmente método cálculo pérdidas carga accesorios}

L_equivalente_a_1=950 {mm, codo de 2"}

L_equivalente_a_2=3579 {mm, T de 2"}

{Método teórico}

k_a_1=0,6 {codo 2"}

k_a_2=1,5 {T de 2"}

"Turbina-Condensador"

{ACCESORIOS: 2 Codos 45° 1", 3 Codos 45° 2", 3 Codos 90° 2", 2 Codos 90° 3", 2 Codos 90° 6", T de 3", aumento 1-2", reducción 6-3", reducción 8-6"}

{Método longitud equivalente: Elegido finalmente método cálculo pérdidas carga accesorios}

L_equivalente_b1=420 {mm, 2 codo 45° de 1"}

L_equivalente_b2=850 {mm, 3 codo 45° de 2"}

L_equivalente_b3=950 {mm, 3 codo de 90° 2"}

L_equivalente_b4=4450 {mm, T de 3"}

L_equivalente_b5=1520 {mm, 2 codo de 90° 3"}

L_equivalente_b6=3300 {mm, 2 codo 90° de 6"}

{Método teórico}

k_b1=0,42 {2 codo 45° 1" y 2 codo 45° 2"}

k_b2=0,6 {3 codo 90° 2", 2 codo 90° 3", 2 codo 90° 6"}

k_b3=1,5 {T de 3"}

"Condensador_Bomba"

{ACCESORIOS: 2 Codo 90° 2", reducción 2-3/4"}

{Método longitud equivalente: Elegido finalmente método cálculo pérdidas carga accesorios}

L_equivalente_c1=950 {mm, codo de 2"}

{Método teórico}

k_c1=0,6 {codo 90°}

"Bomba_Evaporador"

{ACCESORIOS: 2 Codo 90° 3/4", 2 codos 90° 1 1/4", T de 1 1/4", aumento 3/4-1 1/4"}
 {Método longitud equivalente: Elegido finalmente método cálculo pérdidas carga accesorios}
 L_equivalente_d1=290 {mm, codos de 3/4"}
 L_equivalente_d2=550 { T de 1 1/4"}
 L_equivalente_d3=550 { codo 90° de 1 1/4"}
 {Método teórico}

 k_d1=0,6 {codo 90°}
 k_d2=1,5 {T}

{VALOR ÓPTIMO DE LA VARIABLE ALTURA IMPULSIÓN O ASPIRACIÓN EN CADA TRAMO CONSIDERADO}

"Evaporador-Turbina: Impulsión"

 A=1,3 "m"
 z_impulsion_punto_1=(A*rho_a1*g/100000) "bar"

"Turbina-Condensador:Aspiración"

 B=1,2 "m"
 z_aspiracion_punto_2=(B*rho_a2*g/100000) "bar"

"Condensador-Bomba:Aspiración"

 C=1,1 "m"
 z_aspiracion_punto_3=(C*rho_a3*g/100000) "bar"

"Bomba-Evaporador:Impulsión"

 D=1,1 "m"
 z_impulsion_punto_4=(D*rho_a4*g/100000) "bar"

{MODELO CICLO RANKINE ORGÁNICO: CONDICIONES FUERA DE DISEÑO}
 "CONDICIONES FUERA DE DISEÑO"

{DATOS CICLO ORC}

T1_fd=145 "°C"
 T3_fd=40 "°C"
 X1_fd=1
 X3_fd=0
 P1_fd=Pressure(R245fa;T=T1_fd;X=X1_fd)
 P3_fd=Pressure(R245fa;T=T3_fd;X=X3_fd)

"DATOD SEGÚN EQUIPO"

"Bomba"

nsp_fd=0,5

"Condensador"

"Agua condensación"

T_agua_entrada_con_fd=30 "°C"

"Evaporador"

"Agua evaporación"

T_agua_entrada_eva_fd=160 "°C"

{Dato común evaporador y condensador para análisis coeficiente global de transferencia de calor en condiciones fuera de diseño}

m=0,556 " DEPENDE DE GEOMETRÍA INTERCAMBIADOR CARCASA Y TUBOS (DISPOSICIÓN TREBOSILLO) VALORES EXTRAÍDOS TABLAS BIBLIOGRAFÍA HOLMAN BOOK: $(S_T/D_ext)=(S_I/D_ext)=1,25$; S_n es la distancia entre centros de los tubos y D_ext es el diámetro externo"

"PÉRDIDAS DE CARGA CICLO RANKINE ORGÁNICO"

{DATOS PROPIEDADES FLUIDO EN CADA TRAMO}

"Evaporador-Turbina"

{PUNTO 1a: Salida Evaporador}

P1_a_fd=P1_fd "bar"
 $\rho_{a1_fd} = \text{Density}(R245fa; X=X1_fd; T=T1_fd)$ "kg/m³"
 $\mu_{a1_fd} = \text{Viscosity}(R245fa; T=T1_fd; X=X1_fd)$ "kg/m*s"
 $\text{Caudal}_{a1_fd} = (m_R245fa_fd / \rho_{a1_fd}) * 3600$ "m³/h"
 $H1_a_fd = H1_fd$ "kJ/kg"

{PUNTO 1b: Entrada Turbina}

$H1_a_fd = H1_b_fd$
 $P1_b_directo_fd = (P1_a_fd + z_impulsion_punto_1_fd) - (H_total_punto_1_fd)$ "bar"
 $P1_b_filtro_fd = (P1_a_fd + z_impulsion_punto_1_fd) - (H_total_punto_1_fd)$ "bar"

"Turbina-Condensador"

{PUNTO 2a: Salida Turbina}

$P2_a_fd = \text{Pressure}(R245fa; X=X2_fd; T=T2_fd)$ "bar"
 $X2_fd = \text{Quality}(R245fa; H=H2_fd; T=T2_fd)$
 $\rho_{a2_fd} = \text{Density}(R245fa; X=X2_fd; T=T2_fd)$ "kg/m³"
 $\mu_{a2_fd} = \text{Viscosity}(R245fa; X=X2_fd; T=T2_fd)$ "kg/m*s"
 $\text{Caudal}_{a2_fd} = (m_R245fa_fd / \rho_{a2_fd}) * 3600$ "m³/h"
 $H2_a_fd = H2_fd$ "kJ/kg"

{PUNTO 2b: Entrada condensador}

$H2_a_fd = H2_b_fd$
 $P2_b_fd = (P2_a_fd + z_aspiracion_punto_2_fd) - (H_total_punto_2_fd)$ "bar"

"Condensador-Bomba"

{PUNTO 3a: Salida condensador}

$P3_a_fd = P3_fd$ "bar"
 $\rho_{a3_fd} = \text{Density}(R245fa; T=T3_fd; X=X3_fd)$ "kg/m³"
 $\mu_{a3_fd} = \text{Viscosity}(R245fa; T=T3_fd; X=X3_fd)$ "kg/m*s"
 $\text{Caudal}_{a3_fd} = (m_R245fa_fd / \rho_{a3_fd}) * 3600$ "m³/h"
 $H3_a_fd = H3_fd$ "kJ/kg"

{PUNTO 3b: Entrada Bomba}

$H3_a_fd = H3_b_fd$
 $P3_b_fd = (P3_a_fd + z_aspiracion_punto_3_fd) - (H_total_punto_3_fd)$ "bar"

"Bomba-Evaporador"

{PUNTO 4a: Salida Bomba}

$P4_a_fd = \text{Pressure}(R245fa; X=X4_fd; T=T4_fd)$ "bar"
 $X4_fd = \text{Quality}(R245fa; H=H4_fd; T=T4_fd)$
 $\rho_{a4_fd} = \text{Density}(R245fa; X=X4_fd; T=T4_fd)$ "kg/m³"
 $\mu_{a4_fd} = \text{Viscosity}(R245fa; T=T4_fd; P=P4_fd)$ "kg/m*s"

Caudal_a4_fd=(m_R245fa_fd/rho_a4_fd)*3600 "m³/h"
H4_a_fd=H4_fd "kJ/kg"

{PUNTO 3b:Entrada Evaporador}

H4_a_fd=H4_b_fd
P4_b_fd=(P4_a_fd+z_impulsion_punto_4_fd)-(H_total_punto_4_fd) "bar"

{DATOS CÁLCULO PÉRDIDAS DE CARGA LINEALES EN CADA TRAMO: MISMOS DATOS QUE MODELO PÉRDIDAS DE CARGA EN CONDICIONES DE DISEÑO}

{DATOS CÁLCULO PÉRDIDAS DE CARGA SINGULARES EN CADA TRAMO:MISMOS DATOS QUE MODELO PÉRDIDAS DE CARGA EN CONDICIONES DE DISEÑO }

{VALOR ÓPTIMO DE LA VARIABLE ALTURA IMPULSIÓN O ASPIRACIÓN EN CADA TRAMO CONSIDERADO}

"Evaporador-Turbina: Impulsión"

z_impulsion_punto_1_fd=(A*rho_a1_fd*g/100000) "bar"

"Turbina-Condensador:Aspiración"

z_aspiracion_punto_2_fd=(B*rho_a2_fd*g/100000) "bar"

"Condensador-Bomba:Aspiración"

z_aspiracion_punto_3_fd=(C*rho_a3_fd*g/100000) "bar"

"Bomba-Evaporador:Impulsión"

z_impulsion_punto_4_fd=(D*rho_a4_fd*g/100000) "bar"

{DESARROLLO MODELO CONDICIONES DE DISEÑO Y MODELO CONDICIONES FUERA DISEÑO}

{MODELO CICLO RANKINE ORGÁNICO: CONDICIONES DE DISEÑO}

"TURBINA"

{Propiedades termodinámicas}

H1_d=enthalpy(R245fa;P=P1_d;X=X1_d) "kJ/kg"
S1_d=entropy(R245fa;P=P1_d;X=X1_d) "kJ/kg*K"
H2s_d=enthalpy(R245fa;P=P2_d;S=S1_d) "kJ/kg"
v1_d=Volume(R245fa;P=P1_d;H=H1_d) "m³/kg"
v2_d=volume(R245fa;P=P2_d;H=H2_d) "m³/kg"

{Ecuaciones establecidas}

{LEY DE LA ELIPSE DE STODOLA: Determinación flujo másico}

Q1_d=((m_R245fa_d*v1_d)) "m³/s"
Q2_d=((m_R245fa_d*v2_d)) "m³/s"
k=m_R245fa_d/((P1_d/v1_d)^(1/2))

{LEY DE SPENCER, COTTON Y CANNON: Determinación rendimiento isoentrópico inicial}

A_d=(kA/Q1_d)


```

PE_d=kPE*((648-(1532*((Q2_d)/(Q2_d)))+(1193*(((Q2_d)/(Q2_d))^2))-
(284*(((Q2_d)/(Q2_d))^3))))
n_0=(nst_d)+A_d+(PE_d)/(h1_d-h2s_d)

```

{Rendimiento isoentrópico de la turbina}

```
nst_d=(H1_d-H2_d)/(H1_d-H2s_d)
```

{Trabajo producido por la turbina}

```
Wt_d=m_R245fa_d*(H1_d-H2_d) "kW"
```

"BOMBA"

{Propiedades termodinámicas}

```

H3_d=enthalpy(R245fa;P=P3_d;X=X3_d) "kJ/kg"
S3_d=entropy(R245fa;P=P3_d;X=X3_d) "kJ/kg*K"
H4s_d=enthalpy(R245fa;P=P4_d;S=S3_d) "kJ/kg"

```

{Rendimiento isoentropico de la bomba}

```
nsp=(h4s_d-h3_d)/(h4_d-h3_d)
```

{Trabajo consumido por la bomba}

```
Wp=m_R245fa_d*(H4_d-H3_d) "kW"
```

"CONDENSADOR"

```
P2_d=P3_d
```

{Propiedades termodinámicas}

"REFRIGERANTE"

```

T2_d=temperature(R245fa; P=P2_d; H=H2_d) "°C"
T_vaporsaturado_d=T3_d "°C"
H_vaporsaturado_d=enthalpy(R245fa; X=X_vaporsaturado_d; T=T_vaporsaturado_d)
"kJ/kg"
X_vaporsaturado_d=1

```

"AGUA"

```

H_agua_entrada_con_d=enthalpy(Water; P=P_red_con; T=T_agua_entrada_con_d)
"kJ/kg"
H_agua_pinch_con_d=enthalpy(Water; P=P_red_con; T=T_agua_pinch_con_d)
"kJ/kg"
H_agua_salida_con_d=enthalpy(Water; P=P_red_con; T=T_agua_salida_con_d)
"kJ/kg"

```

{Ecuaciones establecidas intercambio de calor: Análisis completo evolución del fluido en el condensador mediante método LTMD}

{ZONA ENFRIAMIENTO (COOLING): SIN CAMBIO FASE: Paso del fluido orgánico de vapor sobrecalentado a vapor saturado}

```

Q_real1_con_d=m_R245fa_d*(H2_d-H_vaporsaturado_d)
Q_real1_con_d=m_agua_con_d*(H_agua_salida_con_d-H_agua_pinch_con_d)
Q_real1_con_d=U1_con_d*A_1*(F1_con*LTMD1_con_d)
P_con=(T_agua_salida_con_d-T_agua_pinch_con_d)/(T2_d-T_agua_pinch_con_d)
R_con=(T2_d-T_vaporsaturado_d)/(T_agua_salida_con_d-T_agua_pinch_con_d)
F1_con=LMTD_CF('shell&tube_1';P_con;R_con)
LTMD1_con_d=((T2_d-T_agua_salida_con_d)-(T_vaporsaturado_d-
T_agua_pinch_con_d))/(ln((T2_d-T_agua_salida_con_d)/(T_vaporsaturado_d-
T_agua_pinch_con_d)))

```

{ZONA CONDENSACIÓN: CAMBIO FASE HASTA LÍQUIDO SATURADO, TEMPERATURA CONSTANTE}

```

Q_real2_con_d=m_R245fa_d*(H_vaporsaturado_d-H3_d)
Q_real2_con_d=m_agua_con_d*(H_agua_pinch_con_d-H_agua_entrada_con_d)
Q_real2_con_d=U2_con_dA_2*(F_con*LTMD2_con_d)
F_con=1

LTMD2_con_d=((T_vaporsaturado_d-T_agua_pinch_con_d)-(T3_d-
T_agua_entrada_con_d))/(ln((T_vaporsaturado_d-T_agua_pinch_con_d)/(T3_d-
T_agua_entrada_con_d)))

Q_total_con=(Q_real1_con_d+Q_real2_con_d)      "kW"
U_total_conA=U1_con_dA_1+U2_con_dA_2        "kW/°C"
LTMD_con_total=(Q_total_con/U_total_conA)    "°C"

"EVAPORADOR"
P1_d=P4_d      "bar"

{Propiedades termodinámicas}
"REFRIGERANTE"
T4_d=temperature(R245fa; P=P4_d; H=H4_d)      "°C"
T_liquidosaturado_d=T1_d                      "°C"
H_liquidosaturado_d=enthalpy(R245fa; X=X_liquidosaturado_d; T=T_liquidosaturado_d)
"kJ/kg"
X_liquidosaturado_d=0

"AGUA"
H_agua_entrada_eva_d=enthalpy(Water; P=P_red_eva; T=T_agua_entrada_eva_d)  "kJ/kg"
H_agua_pinch_eva_d=enthalpy(Water; P=P_red_eva; T=T_agua_pinch_eva_d)
"kJ/kg"
H_agua_salida_eva_d=enthalpy(Water; P=P_red_eva; T=T_agua_salida_eva_d)    "kJ/kg"

{Ecuaciones establecidas intercambio de calor: Análisis completo evolución del fluido en el
evaporador mediante método LTMD}

{ZONA CALENTAMIENTO (HEATING): SIN CAMBIO FASE, Paso del fluido orgánico de líquido
comprimido a líquido saturado}
Q_real1_eva_d=m_R245fa_d*(H_liquidosaturado_d-H4_d)
Q_real1_eva_d=m_agua_eva_d*(H_agua_pinch_eva_d-H_agua_salida_eva_d)
Q_real1_eva_d=U1_eva_dA_1*(F1_eva*LTMD1_eva_d)
P_eva=(T_agua_salida_eva_d-T_agua_pinch_eva_d)/(T4_d-T_agua_pinch_eva_d)
R_eva=(T4_d-T_liquidosaturado_d)/(T_agua_salida_eva_d-T_agua_pinch_eva_d)
F1_eva=LMTD_CF('shell&tube_1';P_eva;R_eva)
LTMD1_eva_d=((T_agua_pinch_eva_d-T_liquidosaturado_d)-(T_agua_salida_eva_d-
T4_d))/(ln((T_agua_pinch_eva_d-T_liquidosaturado_d)/(T_agua_salida_eva_d-T4_d)))

{ZONA EVAPORACIÓN: CAMBIO FASE HASTA VAPOR SATURADO, TEMPERATURA
CONSTANTE}
Q_real2_eva_d=m_R245fa_d*(H1_d-H_liquidosaturado_d)
Q_real2_eva_d=m_agua_eva_d*(H_agua_entrada_eva_d-H_agua_pinch_eva_d)
Q_real2_eva_d=U2_eva_dA_2*(F_eva*LTMD2_eva_d)
F_eva=1

LTMD2_eva_d=((T_agua_entrada_eva_d-T1_d)-(T_agua_pinch_eva_d-
T_liquidosaturado_d))/(ln((T_agua_entrada_eva_d-T1_d)/(T_agua_pinch_eva_d-
T_liquidosaturado_d)))

Q_total_eva=(Q_real1_eva_d+Q_real2_eva_d)      "kW"
U_total_evaA=U1_eva_dA_1+U2_eva_dA_2        "kW/°C"
LTMD_eva_total=(Q_total_eva/U_total_evaA)    "°C"

```

"RENDIMIENTO DEL CICLO"

$$W = W_{t_d} - W_p \quad \text{"kW"}$$

$$\text{Rendimiento} = (W / Q_{\text{total_eva}})$$

{PÉRDIDAS DE CARGA CICLO RANKINE ORGÁNICO}

{CÁLCULO PÉRDIDAS DE CARGA LINEALES EN CADA TRAMO}

"Evaporador-Turbina"

{TRAMO a_directo}

"Determinación factor f Diagrama Moody Re_a1 respecto (e_a1/D_int_a1)"

$$v_{a1} = (\text{caudal_a1} / 3600) / (\pi * (D_{\text{int_a1}} / (2 * 1000))^2) \quad \text{"m/s"}$$

$$Re_{a1} = (v_{a1} * (D_{\text{int_a1}} / 1000) * \rho_{a1}) / \mu_{a1}$$

$$f_{a1} = 0,0017$$

{Cálculo pérdidas de carga lineales tubo inoxidable 2": Ecuación Darcy-Weisbach}

$$hp_{a1} = f_{a1} * (L_{a1} / D_{\text{int_a1}}) * (v_{a1}^2 / 2 * g) \quad \text{"m"}$$
"Determinación factor f Diagrama Moody Re_a2 respecto (e_a2/D_int_a2)"

$$v_{a2} = (\text{caudal_a1} / 3600) / (\pi * (D_{\text{int_a2}} / (2 * 1000))^2) \quad \text{"m/s"}$$

$$Re_{a2} = (v_{a2} * (D_{\text{int_a2}} / 1000) * \rho_{a1}) / \mu_{a1}$$

$$f_{a2} = 0,0015$$

{Cálculo pérdidas de carga lineales tubo flexible 1": Ecuación Darcy-Weisbach}

$$hp_{a2} = f_{a2} * (L_{a2} / D_{\text{int_a2}}) * (v_{a2}^2 / 2 * g) \quad \text{"m"}$$
"Pérdidas de carga lineales totales"

$$hp_{a_total} = hp_{a1} + hp_{a2} \quad \text{"m"}$$

{TRAMO a_filtro}

"Determinación factor f Diagrama Moody Re_a_1 respecto (e_a_1/D_int_a_1)"

$$v_{a_1} = (\text{caudal_a1} / 3600) / (\pi * (D_{\text{int_a_1}} / (2 * 1000))^2) \quad \text{"m/s"}$$

$$Re_{a_1} = (v_{a_1} * (D_{\text{int_a_1}} / 1000) * \rho_{a1}) / \mu_{a1}$$

$$f_{a_1} = 0,0017$$

{Cálculo pérdidas de carga lineales tubo inoxidable 2": Ecuación Darcy-Weisbach}

$$hp_{a_1} = f_{a_1} * (L_{a_1} / D_{\text{int_a_1}}) * (v_{a_1}^2 / 2 * g) \quad \text{"m"}$$
"Determinación factor f Diagrama Moody Re_a_2 respecto (e_a_2/D_int_a_2)"

$$v_{a_2} = (\text{caudal_a1} / 3600) / (\pi * (D_{\text{int_a_2}} / (2 * 1000))^2) \quad \text{"m/s"}$$

$$Re_{a_2} = (v_{a_2} * (D_{\text{int_a_2}} / 1000) * \rho_{a1}) / \mu_{a1}$$

$$f_{a_2} = 0,0019$$

{Cálculo pérdidas de carga lineales tubo inoxidable 3": Ecuación Darcy-Weisbach}

$$hp_{a_2} = f_{a_2} * (L_{a_2} / D_{\text{int_a_2}}) * (v_{a_2}^2 / 2 * g) \quad \text{"m"}$$
"Pérdidas de carga lineales totales"

$$hp_{a_total_filtro} = hp_{a_1} + hp_{a_2} \quad \text{"m"}$$
"Turbina-Condensador"**"Determinación factor f Diagrama Moody Re_b1 respecto (e_b1/D_int_b1)"**

$$v_{b1} = (\text{caudal_a2} / 3600) / (\pi * (D_{\text{int_b1}} / (2 * 1000))^2) \quad \text{"m/s"}$$

$$Re_{b1} = (v_{b1} * (D_{\text{int_b1}} / 1000) * \rho_{a2}) / \mu_{a2}$$

$$f_{b1} = 0,0015$$

{Cálculo pérdidas de carga lineales tubo flexible 1": Ecuación Darcy-Weisbach}

$$hp_{b1} = f_{b1} * (L_{b1} / D_{\text{int_b1}}) * (v_{b1}^2 / 4 * g) \quad \text{"m"}$$

"Determinación factor f Diagrama Moody Re_b2 respecto (e_b2/D_int_b2)"

$$v_{b2} = (\text{caudal_a2} / 36000) / (\pi * (D_{\text{int_b2}} / (2 * 1000))^2) \quad \text{"m/s"}$$

$$Re_{b2} = (v_{b2} * (D_{\text{int_b2}} / 1000) * \rho_{a2}) / \mu_{a2}$$

$$f_{b2} = 0,0015$$

{Cálculo pérdidas de carga lineales tubo inoxidable 1": Ecuación Darcy-Weisbach}

$$hp_{b2} = f_{b2} * (L_{b2} / D_{\text{int_b2}}) * (v_{b2}^2 / 2 * g) \quad \text{"m"}$$

"Determinación factor f Diagrama Moody Re_b3 respecto (e_b3/D_int_b3)"

$$v_{b3} = (\text{caudal_a2} / 36000) / (\pi * (D_{\text{int_b3}} / (2 * 1000))^2) \quad \text{"m/s"}$$

$$Re_{b3} = (v_{b3} * (D_{\text{int_b3}} / 1000) * \rho_{a2}) / \mu_{a2}$$

$$f_{b3} = 0,0017$$

{Cálculo pérdidas de carga lineales tubo inoxidable 2": Ecuación Darcy-Weisbach}

$$hp_{b3} = f_{b3} * (L_{b3} / D_{\text{int_b3}}) * (v_{b3}^2 / 2 * g) \quad \text{"m"}$$

"Determinación factor f Diagrama Moody Re_b4 respecto (e_b4/D_int_b4)"

$$v_{b4} = (\text{caudal_a2} / 36000) / (\pi * (D_{\text{int_b4}} / (2 * 1000))^2) \quad \text{"m/s"}$$

$$Re_{b4} = (v_{b4} * (D_{\text{int_b4}} / 1000) * \rho_{a2}) / \mu_{a2}$$

$$f_{b4} = 0,0018$$

{Cálculo pérdidas de carga lineales tubo inoxidable 3": Ecuación Darcy-Weisbach}

$$hp_{b4} = f_{b4} * (L_{b4} / D_{\text{int_b4}}) * (v_{b4}^2 / 2 * g) \quad \text{"m"}$$

"Determinación factor f Diagrama Moody Re_b5 respecto (e_b5/D_int_b5)"

$$v_{b5} = (\text{caudal_a2} / 3600) / (\pi * (D_{\text{int_b5}} / (2 * 1000))^2) \quad \text{"m/s"}$$

$$Re_{b5} = (v_{b5} * (D_{\text{int_b5}} / 1000) * \rho_{a2}) / \mu_{a2}$$

$$f_{b5} = 0,002$$

{Cálculo pérdidas de carga lineales tubo inoxidable 6": Ecuación Darcy-Weisbach}

$$hp_{b5} = f_{b5} * (L_{b5} / D_{\text{int_b5}}) * (v_{b5}^2 / 2 * g) \quad \text{"m"}$$

"Determinación factor f Diagrama Moody Re_b6 respecto (e_b6/D_int_b6)"

$$v_{b6} = (\text{caudal_a2} / 3600) / (\pi * (D_{\text{int_b6}} / (2 * 1000))^2) \quad \text{"m/s"}$$

$$Re_{b6} = (v_{b6} * (D_{\text{int_b6}} / 1000) * \rho_{a2}) / \mu_{a2}$$

$$f_{b6} = 0,0023$$

{Cálculo pérdidas de carga lineales tubo inoxidable 8": Ecuación Darcy-Weisbach}

$$hp_{b6} = f_{b6} * (L_{b6} / D_{\text{int_b6}}) * (v_{b6}^2 / 2 * g) \quad \text{"m"}$$

"Pérdidas de carga lineales totales"

$$hp_{b_total} = hp_{b1} + hp_{b2} + hp_{b3} + hp_{b4} + hp_{b5} + hp_{b6} \quad \text{"m"}$$

"Condensador-Bomba"

"Determinación factor f Diagrama Moody Re_c1 respecto (e_c1/D_int_c1)"

$$v_{c1} = (\text{caudal_a3} / 3600) / (\pi * (D_{\text{int_c1}} / (2 * 1000))^2) \quad \text{"m/s"}$$

$$Re_{c1} = (v_{c1} * (D_{\text{int_c1}} / 1000) * \rho_{a3}) / \mu_{a3}$$

$$f_{c1} = 0,0017$$

{Cálculo pérdidas de carga lineales tubo inoxidable 2": Ecuación Darcy-Weisbach}

$$hp_{c1} = f_{c1} * (L_{c1} / D_{\text{int_c1}}) * (v_{c1}^2 / 2 * g) \quad \text{"m"}$$

"Determinación factor f Diagrama Moody Re_c2 respecto (e_c2/D_int_c2)"

$$v_{c2} = (\text{caudal_a3} / 3600) / (\pi * (D_{\text{int_c2}} / (2 * 1000))^2) \quad \text{"m/s"}$$

$$Re_{c2} = (v_{c2} * (D_{\text{int_c2}} / 1000) * \rho_{a3}) / \mu_{a3}$$

$$f_{c2} = 0,0012$$

{Cálculo pérdidas de carga lineales tubo inoxidable 3/4": Ecuación Darcy-Weisbach}

$$hp_{c2}=f_{c2}*(L_{c2}/D_{int_{c2}})*(v_{c2}^2/2*g) \quad "m"$$

"Pérdidas de carga lineales totales"

$$hp_{c_total}=hp_{c1}+hp_{c2} \quad "m"$$

"Bomba-Evaporador"

"Determinación factor f Diagrama Moody Re_d1 respecto (e_d1/D_int_d1)"

$$v_{d1}=(caudal_{a4}/3600)/(\pi*(D_{int_{d1}}/(2*1000))^2) \quad "m/s"$$

$$Re_{d1}=(v_{d1}*(D_{int_{d1}}/1000)*rho_{a4})/\mu_{a4}$$

$$f_{d1}=0,0012$$

{Cálculo pérdidas de carga lineales tubo inoxidable 3/4": Ecuación Darcy-Weisbach}

$$hp_{d1}=f_{d1}*(L_{d1}/D_{int_{d1}})*(v_{d1}^2/2*g) \quad "m"$$

"Determinación factor f Diagrama Moody Re_d2 respecto (e_d2/D_int_d2)"

$$v_{d2}=(caudal_{a4}/3600)/(\pi*(D_{int_{d2}}/(2*1000))^2) \quad "m/s"$$

$$Re_{d2}=(v_{d2}*(D_{int_{d2}}/1000)*rho_{a4})/\mu_{a4}$$

$$f_{d2}=0,0016$$

{Cálculo pérdidas de carga lineales tubo inoxidable 1 1/4": Ecuación Darcy-Weisbach}

$$hp_{d2}=f_{d2}*(L_{d2}/D_{int_{d2}})*(v_{d2}^2/2*g) \quad "m"$$

"Determinación factor f Diagrama Moody Re_d3 respecto (e_d3/D_int_d3)"

$$v_{d3}=(caudal_{a4}/3600)/(\pi*(D_{int_{d3}}/(2*1000))^2) \quad "m/s"$$

$$Re_{d3}=(v_{d3}*(D_{int_{d3}}/1000)*rho_{a4})/\mu_{a4}$$

$$f_{d3}=0,0013$$

{Cálculo pérdidas de carga lineales tubo inoxidable 3/4": Ecuación Darcy-Weisbach}

$$hp_{d3}=f_{d3}*(L_{d3}/D_{int_{d3}})*(v_{d3}^2/2*g) \quad "m"$$

"Pérdidas de carga lineales totales"

$$hp_{d_total}=hp_{d1}+hp_{d2}+hp_{d3} \quad "m"$$

{CÁLCULO PÉRDIDAS DE CARGA SINGULARES EN CADA TRAMO}

"Evaporador-Turbina"

{TRAMO a_directo}

{Reducción 2-1--> Cálculo pérdida carga mediante método teórico}

$$k_{reduccion_a}=(1-((D_{int_{a1}})/(D_{int_{a2}}*1,6))^2)^2$$

$$h_{reduccion_a}=k_{reduccion_a}*(v_{a2}^2/(2*g)) \quad "m"$$

{Método longitud equivalente: Elegido finalmente método cálculo perdidas carga accesorios}

$$hs_{a1}=f_{a1}*(L_{equivalente_a1}/D_{int_{a1}})*(v_{a1}^2/2*g) \quad "m"$$

$$hs_{a2}=f_{a1}*(L_{equivalente_a2}/D_{int_{a1}})*(v_{a1}^2/2*g) \quad "m"$$

$$hs_{a_total}=h_{reduccion_a}+hs_{a1}+hs_{a2} \quad "m"$$

{Método teórico}

$$hk_{a1}=k_{a1}*(v_{a1}^2/(2*g)) \quad "m"$$

$$hk_{a2}=k_{a2}*(v_{a1}^2/(2*g)) \quad "m"$$

$$hk_{a_total}=h_{reduccion_a}+hk_{a1}+hk_{a2} \quad "m"$$

{TRAMO a_filtro}

{Aumento 2-3--> Cálculo pérdida carga mediante método teórico}

$$k_{aumento_a}=(1-((D_{int_{a1}})/(D_{int_{a2}}))^2)^2$$

$$h_{aumento_a}=k_{aumento_a}*(v_{a2}^2/(2*g)) \quad "m"$$

{Método longitud equivalente: Elegido finalmente método cálculo pérdidas carga accesorios}

$$hs_a_1 = 3 * (f_a_1 * (L_equivalente_a_1 / D_int_a_1) * (v_a_1^2 / 2 * g)) \quad "m"$$

$$hs_a_2 = f_a_1 * (L_equivalente_a_2 / D_int_a_1) * (v_a_1^2 / 2 * g) \quad "m"$$

$h_a_3 = 6,2483$ "m, pérdida carga del Filtro, dato extraído según pérdida carga aportada por filtro y elemento filtrante"

$$hs_a_total_filtro = h_aumento_a + hs_a_1 + hs_a_2 + h_a_3 \quad "m"$$

{Método teórico}

$$hk_a_1 = 3 * (k_a_1 * (v_a_1^2 / (2 * g))) \quad "m"$$

$$hk_a_2 = k_a_2 * (v_a_1^2 / (2 * g)) \quad "m"$$

$$hk_a_total_filtro = h_aumento_a + hk_a_1 + hk_a_2 + h_a_3 \quad "m"$$

"Turbina-Condensador"

{Aumento 1-2", Reducción 6-3" y de 8-6" --> Cálculo pérdida carga mediante método teórico}

$$k_aumento_b = (1 - ((D_int_b2) / (D_int_b3))^2)^2 \quad \{Aumento de 1-2"\}$$

$$h_aumento_b = k_aumento_b * (v_b2^2 / (2 * g)) \quad "m"$$

$$k_reduccion_b = (1 - ((D_int_b4) / (D_int_b5))^2)^2 \quad \{Reducción de 6-3"\}$$

$$h_reduccion_b = k_reduccion_b * (v_b4^2 / (2 * g)) \quad "m"$$

$$k_reduccion_c = (1 - ((D_int_b5) / (D_int_b6))^2)^2 \quad \{Reducción de 8-6"\}$$

$$h_reduccion_c = k_reduccion_c * (v_b5^2 / (2 * g)) \quad "m"$$

{Método longitud equivalente: Elegido finalmente método cálculo pérdidas carga accesorios}

$$hs_b1 = 2 * (f_b2 * (L_equivalente_b1 / D_int_b2) * (v_b2^2 / 2 * g)) \quad "m"$$

$$hs_b2 = 3 * (f_b3 * (L_equivalente_b2 / D_int_b3) * (v_b3^2 / 2 * g)) \quad "m"$$

$$hs_b3 = 3 * (f_b3 * (L_equivalente_b3 / D_int_b3) * (v_b3^2 / 2 * g)) \quad "m"$$

$$hs_b4 = f_b4 * (L_equivalente_b4 / D_int_b4) * (v_b4^2 / 2 * g) \quad "m"$$

$$hs_b5 = 2 * (f_b4 * (L_equivalente_b5 / D_int_b4) * (v_b4^2 / 2 * g)) \quad "m"$$

$$hs_b6 = 2 * (f_b5 * (L_equivalente_b6 / D_int_b5) * (v_b5^2 / 2 * g)) \quad "m"$$

$$hs_b_total = h_aumento_b + h_reduccion_b + h_reduccion_c + hs_b1 + hs_b2 + hs_b3 + hs_b4 + hs_b5 + hs_b6 \quad "m"$$

{Método teórico}

$$hk_b1 = 2 * (k_b1 * (v_b2^2 / (2 * g))) \quad \{m\}$$

$$hk_b2 = 3 * (k_b1 * (v_b3^2 / (2 * g))) \quad \{m\}$$

$$hk_b3 = 3 * (k_b2 * (v_b3^2 / (2 * g))) \quad \{m\}$$

$$hk_b4 = (k_b2 * (v_b4^2 / (2 * g))) \quad \{m\}$$

$$hk_b5 = 2 * (k_b3 * (v_b4^2 / (2 * g))) \quad \{m\}$$

$$hk_b6 = 2 * (k_b2 * (v_b5^2 / (2 * g))) \quad \{m\}$$

$$hk_b_total = h_aumento_b + h_reduccion_b + h_reduccion_c + hk_b1 + hk_b2 + hk_b3 + hk_b4 + hk_b5 + hk_b6 \quad "m"$$

"Condensador-Bomba"

{Reducción 2-3/4"--> Cálculo pérdida carga mediante método teórico}

$$k_reduccion_d = (1 - ((D_int_c1) / (D_int_c2 * 1,6))^2)^2$$

$$h_reduccion_d = k_reduccion_d * (v_c2^2 / (2 * g)) \quad "m"$$

{Método longitud equivalente: Elegido finalmente método cálculo pérdidas carga accesorios}

$$hs_c1 = 2 * (f_c1 * (L_equivalente_c1 / D_int_c1) * (v_c1^2 / 2 * g)) \quad "m"$$

$$hs_c_total = h_reduccion_d + hs_c1 \quad "m"$$

{Método teórico}

$$hk_{c1} = 2 \cdot (k_{c1} \cdot (v_{c1}^2 / (2 \cdot g)))$$

$$hk_{c_total} = h_{reduccion_d} + hk_{c1} \quad "m"$$

"Bomba-Evaporador"

{Reducción 3/4-1 1/4"--> Cálculo pérdida carga mediante método teórico}

$$k_{aumento_c} = (1 - ((D_{int_d1}) / (D_{int_d2} \cdot 1,6))^2)^2$$

$$h_{aumento_c} = k_{aumento_c} \cdot (v_{d2}^2 / (2 \cdot g))$$

{Método longitud equivalente: Elegido finalmente método cálculo pérdidas carga accesorios}

$$hs_{d1} = 2 \cdot (f_{d1} \cdot (L_{equivalente_d1} / D_{int_d1}) \cdot (v_{d3}^2 / (2 \cdot g))) \quad "m"$$

$$hs_{d2} = f_{d2} \cdot (L_{equivalente_d2} / D_{int_d2}) \cdot (v_{d2}^2 / (2 \cdot g)) \quad "m"$$

$$hs_{d3} = 2 \cdot (f_{d2} \cdot (L_{equivalente_d3} / D_{int_d2}) \cdot (v_{d2}^2 / (2 \cdot g))) \quad "m"$$

$$hs_{d_total} = h_{aumento_c} + hs_{d1} + hs_{d2} + hs_{d3} \quad "m"$$

{Método teórico}

$$hk_{d1} = 2 \cdot (k_{d1} \cdot (v_{d3}^2 / (2 \cdot g))) \quad "m"$$

$$hk_{d2} = (k_{d2} \cdot (v_{d2}^2 / (2 \cdot g))) \quad "m"$$

$$hk_{d3} = 2 \cdot (k_{d1} \cdot (v_{d2}^2 / (2 \cdot g))) \quad "m"$$

$$hk_{d_total} = h_{aumento_c} + hk_{d1} + hk_{d2} + hk_{d3} \quad "m"$$

{CÁLCULO PÉRDIDAS DE CARGA TOTALES EN CADA TRAMO}

"Evaporador-Turbina"

$$H_{total_punto_1} = (\rho_{a1} \cdot g / 100000) \cdot (hs_{a_total} + hp_{a_total}) \quad "bar"$$

$$H_{total_punto_1_f} = (\rho_{a1} \cdot g / 100000) \cdot (hs_{a_total_filtro} + hp_{a_total_filtro}) \quad "bar"$$

"Turbina-Condensador"

$$H_{total_punto_2} = (\rho_{a2} \cdot g / 10000) \cdot (hp_{b_total} + hs_{b_total}) \quad "bar"$$

"Condensador-Bomba"

$$H_{total_punto_3} = (\rho_{a3} \cdot g / 100000) \cdot (hp_{c_total} + hs_{c_total}) \quad "bar"$$

"Bomba_Evaporador"

$$H_{total_punto_4} = (\rho_{a4} \cdot g / 100000) \cdot (hp_{d_total} + hs_{d_total}) \quad "bar"$$

{MODELO CICLO RANKINE ORGÁNICO: CONDICIONES FUERA DE DISEÑO}

"TURBINA"

{Propiedades termodinámicas}

$$h1_fd = \text{enthalpy}(R245fa; P=P1_fd; X=X1_fd) \quad "kJ/kg"$$

$$h2s_fd = \text{enthalpy}(R245fa; P=P2_fd; S=S1_fd) \quad "kJ/kg"$$

$$S1_fd = \text{entropy}(R245fa; P=P1_fd; X=X1_fd) \quad "kJ/kg \cdot K"$$

$$v1_fd = \text{Volume}(R245fa; P=P1_fd; H=H1_fd) \quad "m^3/kg"$$

$$v2_fd = \text{volume}(R245fa; P=P2_fd; H=H2_fd) \quad "m^3/kg"$$

{Ecuaciones establecidas}

{LEY DE LA ELIPSE DE STODOLA: Determinación flujo másico}

$$Q1_fd = (m_{R245fa_fd} \cdot v1_fd) \quad "m^3/s"$$

$$Q2_fd = (m_{R245fa_fd} \cdot v2_fd) \quad "m^3/s"$$

$$m_{R245fa_fd} = k * ((P1_fd / v1_fd)^{(1/2)}) \quad \text{"kg/s"}$$

{LEY DE SPENCER COTTON Y CANNON: Determinación rendimiento isoentrópico a partir de rendimiento inicial determinado en condiciones de diseño}

$$A_fd = (kA / Q1_fd)$$

$$PE_fd = kPE * ((648 - (1532 * ((Q2_fd) / (Q2_d))) + (1193 * (((Q2_fd) / (Q2_d))^2)) - (284 * (((Q2_fd) / (Q2_d))^3))))$$

$$\text{RelacionCaudal} = Q2_fd / Q2_d$$

$$(nst_fd) = n_0 - A_fd - (PE_fd / (h1_fd - h2s_fd))$$

{Rendimiento isoentropico de la turbina}

$$nst_fd = (H1_fd - H2_fd) / (H1_fd - H2s_fd)$$

{Trabajo producido por la turbina}

$$Wt_fd = m_{R245fa_fd} * (H1_fd - H2_fd) \quad \text{"kW"}$$

"BOMBA"

{Propiedades termodinamicas}

$$H3_fd = \text{enthalpy}(R245fa; P=P3_fd; X=X3_fd) \quad \text{"kJ/kg"}$$

$$S3_fd = \text{entropy}(R245fa; P=P3_fd; X=X3_fd) \quad \text{"kJ/kg*K"}$$

$$H4s_fd = \text{enthalpy}(R245fa; P=P4_fd; S=S3_fd) \quad \text{"kJ/kg"}$$

{Rendimiento isoentropico de la bomba}

$$nsp_fd = (h4s_fd - h3_fd) / (h4_fd - h3_fd)$$

{Trabajo consumido por la bomba}

$$Wp_fd = m_{R245fa_fd} * (H4_fd - H3_fd) \quad \text{"kW"}$$

"CONDENSADOR"

$$P2_fd = P3_fd \quad \text{"bar"}$$

{Determinacion del coeficiente global de transferencia de calor a traves de relacion con las condiciones de diseño}

$$U_total_con_fd = U_total_conA * ((m_agua_con_fd / m_agua_con_d)^m)$$

$$U_total_con_fd = U_total_con_fdA \quad \text{"kW/°C"}$$

{Propiedades termodinamicas}

"REFRIGERANTE"

$$T2_fd = \text{temperature}(R245fa; P=P2_fd; H=H2_fd) \quad \text{"°C"}$$

$$T_vaporsaturado_fd = T3_fd \quad \text{"°C"}$$

$$H_vaporsaturado_fd = \text{enthalpy}(R245fa; X=X_vaporsaturado_fd; T=T_vaporsaturado_fd)$$

$$\text{"kJ/kg"}$$

$$X_vaporsaturado_fd = 1$$

"AGUA"

$$H_agua_entrada_con_fd = \text{enthalpy}(\text{Water}; P=P_red_con; T=T_agua_entrada_con_fd)$$

$$\text{"kJ/kg"}$$

$$H_agua_pinch_con_fd = \text{enthalpy}(\text{Water}; P=P_red_con; T=T_agua_pinch_con_fd)$$

$$\text{"kJ/kg"}$$

$$H_agua_salida_con_fd = \text{enthalpy}(\text{Water}; P=P_red_con; T=T_agua_salida_con_fd)$$

$$\text{"kJ/kg"}$$

{Ecuaciones establecidas intercambio de calor: Analisis completo evolucion del fluido en el condensador mediante metodo LTMD}

{ZONA ENFRIAMIENTO (COOLING): SIN CAMBIO FASE: Paso del fluido orgánico de vapor sobrecalentado a vapor saturado}

$$Q_real1_con_fd = m_{R245fa_fd} * (H2_fd - H_vaporsaturado_fd)$$

$$Q_real1_con_fd = m_agua_con_fd * (H_agua_salida_con_fd - H_agua_pinch_con_fd)$$


```

Q_real1_con_fd=U1_con_fdA_1*(F1_con*LTMD1_con_fd)
P_con_fd=(T_agua_salida_con_fd-T_agua_pinch_con_fd)/(T2_fd-T_agua_pinch_con_fd)
R_con_fd=(T2_fd-T_vaporsaturado_fd)/(T_agua_salida_con_fd-T_agua_pinch_con_fd)
F1_con_fd=LMTD_CF('shell&tube_1';P_con_fd;R_con_fd)
LTMD1_con_fd=((T2_fd-T_agua_salida_con_fd)-(T_vaporsaturado_fd-
T_agua_pinch_con_fd))/(ln((T2_fd-T_agua_salida_con_fd)/(T_vaporsaturado_fd-
T_agua_pinch_con_fd)))

```

{ZONA CONDENSACIÓN: CAMBIO FASE HASTA LÍQUIDO SATURADO, TEMPERATURA CONSTANTE}

```

Q_real2_con_fd=m_R245fa_fd*(H_vaporsaturado_fd-H3_fd)
Q_real2_con_fd=m_agua_con_fd*(H_agua_pinch_con_fd-H_agua_entrada_con_fd)
Q_real2_con_fd=U2_con_fdA_2*(F_con_fd*LTMD2_con_fd)
F_con_fd=1
LTMD2_con_fd=((T_vaporsaturado_fd-T_agua_pinch_con_fd)-(T3_fd-
T_agua_entrada_con_fd))/(ln((T_vaporsaturado_fd-T_agua_pinch_con_fd)/(T3_fd-
T_agua_entrada_con_fd)))

```

```

Q_total_con_fd=(Q_real1_con_fd+Q_real2_con_fd)           "kW"
U_total_con_fdA=U1_con_fdA_1+U2_con_fdA_2             "kW/°C"
LTMD_con_total_fd=(Q_total_con_fd/U_total_con_fdA)     "°C"

```

"EVAPORADOR"

```
P1_fd=P4_fd           "bar"
```

{Determinación del coeficiente global de transferencia de calor a través de relación con las condiciones de diseño}

```

U_total_eva_fd=U_total_evaA*((m_R245fa_fd/m_R245fa_d)^m)
U_total_eva_fd=U_total_eva_fdA           "kW/°C"

```

{Propiedades termodinámicas}

"REFRIGERANTE"

```

T4_fd=temperature(R245fa; P=P4_fd; H=H4_fd)           "°C"
T_liquidosaturado_fd=T1_fd                             "°C"
H_liquidosaturado_fd=enthalpy(R245fa; X=X_liquidosaturado_fd; T=T_liquidosaturado_fd)
"kJ/kg"
X_liquidosaturado_fd=0

```

"AGUA"

```

H_agua_entrada_eva_fd=enthalpy(Water; P=P_red_eva; T=T_agua_entrada_eva_fd)
"kJ/kg"
H_agua_pinch_eva_fd=enthalpy(Water; P=P_red_eva; T=T_agua_pinch_eva_fd)
"kJ/kg"
H_agua_salida_eva_fd=enthalpy(Water; P=P_red_eva; T=T_agua_salida_eva_fd)
"kJ/kg"

```

{Ecuaciones establecidas intercambio de calor: Análisis completo evolución del fluido en el evaporador mediante método LTMD}

{ZONA CALENTAMIENTO (HEATING): SIN CAMBIO FASE, Paso del fluido orgánico de líquido comprimido a líquido saturado}

```

Q_real1_eva_fd=m_R245fa_fd*(H_liquidosaturado_fd-H4_fd)
Q_real1_eva_fd=m_agua_eva_fd*(H_agua_pinch_eva_fd-H_agua_salida_eva_fd)
Q_real1_eva_fd=U1_eva_fdA_1*(F1_eva*LTMD1_eva_fd)
P_eva_fd=(T_agua_salida_eva_fd-T_agua_pinch_eva_fd)/(T4_fd-T_agua_pinch_eva_fd)
R_eva_fd=(T4_fd-T_liquidosaturado_fd)/(T_agua_salida_eva_fd-T_agua_pinch_eva_fd)
LTMD1_eva_fd=((T_agua_pinch_eva_fd-T_liquidosaturado_fd)-(T_agua_salida_eva_fd-
T4_fd))/(ln((T_agua_pinch_eva_fd-T_liquidosaturado_fd)/(T_agua_salida_eva_fd-T4_fd)))

```

{ZONA EVAPORACIÓN: CAMBIO FASE HASTA VAPOR SATURADO, TEMPERATURA CONSTANTE}

$Q_{real2_eva_fd} = m_{R245fa_fd} \cdot (H1_fd - H_{liquidosaturado_fd})$
 $Q_{real2_eva_fd} = m_{agua_eva_fd} \cdot (H_{agua_entrada_eva_fd} - H_{agua_pinch_eva_fd})$
 $Q_{real2_eva_fd} = U2_eva_fd \cdot A_2 \cdot (F_{eva_fd} \cdot LTMD2_eva_fd)$
 $F_{eva_fd} = 1$
 $LTMD2_eva_fd = ((T_{agua_entrada_eva_fd} - T1_fd) - (T_{agua_pinch_eva_fd} - T_{liquidosaturado_fd})) / (\ln((T_{agua_entrada_eva_fd} - T1_fd) / (T_{agua_pinch_eva_fd} - T_{liquidosaturado_fd})))$

$Q_{total_eva_fd} = (Q_{real1_eva_fd} + Q_{real2_eva_fd})$ "kW"
 $U_{total_eva_fd} = U1_eva_fd \cdot A_1 + U2_eva_fd \cdot A_2$ "kW/°C"

$LTMD_eva_total_fd = (Q_{total_eva_fd} / U_{total_eva_fd})$ "°C"

"RENDIMIENTO CICLO"

$W_{fd} = Wt_{fd} - Wp_{fd}$ "kW"
 $Rendimiento_fd = (W_{fd} / Q_{total_eva_fd})$

"PÉRDIDAS DE CARGA CICLO RANKINE ORGÁNICO"

{CÁLCULO PÉRDIDAS DE CARGA LINEALES EN CADA TRAMO}

"Evaporador-Turbina"

{TRAMO a_directo}

"Determinación factor f Diagrama Moody Re_{a1_fd} respecto (e_{a1}/D_{int}) "

$v_{a1_fd} = (caudal_{a1_fd} / 3600) / (\pi \cdot (D_{int_a1} / (2 \cdot 1000))^2)$ "m/s"

$Re_{a1_fd} = (v_{a1_fd} \cdot (D_{int_a1} / 1000) \cdot \rho_{a1_fd}) / \mu_{a1_fd}$

$f_{a1_fd} = 0,0017$

{Cálculo pérdidas de carga lineales tubo inoxidable 2": Ecuación Darcy-Weisbach}

$hp_{a1_fd} = f_{a1_fd} \cdot (L_{a1} / D_{int_a1}) \cdot (v_{a1_fd}^2 / 2 \cdot g)$ "m"

"Determinación factor f Diagrama Moody Re_{a2_fd} respecto (e_{a2}/D_{int}) "

$v_{a2_fd} = (caudal_{a1_fd} / 3600) / (\pi \cdot (D_{int_a2} / (2 \cdot 1000))^2)$ "m/s"

$Re_{a2_fd} = (v_{a2_fd} \cdot (D_{int_a2} / 1000) \cdot \rho_{a1_fd}) / \mu_{a1_fd}$

$f_{a2_fd} = 0,0015$

{Cálculo pérdidas de carga lineales tubo flexible 1": Ecuación Darcy-Weisbach}

$hp_{a2_fd} = f_{a2_fd} \cdot (L_{a2} / D_{int_a2}) \cdot (v_{a2_fd}^2 / 2 \cdot g)$ "m"

"Pérdidas de carga lineales totales"

$hp_{a_total_fd} = hp_{a1_fd} + hp_{a2_fd}$ "m"

{TRAMO a_filtro}

"Determinación factor f Diagrama Moody $Re_{a_1_fd}$ respecto $(e_{a_1}/D_{int_a_1})$ "

$v_{a_1_fd} = (caudal_{a1_fd} / 3600) / (\pi \cdot (D_{int_a_1} / (2 \cdot 1000))^2)$ "m/s"

$Re_{a_1_fd} = (v_{a_1_fd} \cdot (D_{int_a_1} / 1000) \cdot \rho_{a1_fd}) / \mu_{a1_fd}$

$f_{a_1_fd} = 0,0017$

{Cálculo pérdidas de carga lineales tubo inoxidable 2": Ecuación Darcy-Weisbach}

$hp_{a_1_fd} = f_{a_1_fd} \cdot (L_{a_1} / D_{int_a_1}) \cdot (v_{a_1_fd}^2 / 2 \cdot g)$ "m"

"Determinación factor f Diagrama Moody $Re_{a_2_fd}$ respecto $(e_{a_2}/D_{int_a_2})$ "

$v_{a_2_fd} = (caudal_{a1_fd} / 3600) / (\pi \cdot (D_{int_a_2} / (2 \cdot 1000))^2)$ "m/s"

$Re_{a_2_fd} = (v_{a_2_fd} \cdot (D_{int_a_2} / 1000) \cdot \rho_{a1_fd}) / \mu_{a1_fd}$

$f_{a_2_fd} = 0,0019$

{Cálculo pérdidas de carga lineales tubo inoxidable 3": Ecuación Darcy-Weisbach}
 $hp_a_2_fd = f_a_2_fd * (L_a_2 / D_int_a_2) * (v_a_2_fd^2 / 2 * g)$ "m"

"Pérdidas de carga lineales totales"

$hp_a_total_filtro_fd = hp_a_1_fd + hp_a_2_fd$ "m"

"Turbina-Condensador"

"Determinación factor f Diagrama Moody Re_b1_fd respecto (e_b1/D_int_b1)"

$v_b1_fd = (caudal_a2_fd / 36000) / (\pi * (D_int_b1 / (2 * 1000))^2)$ "m/s"

$Re_b1_fd = (v_b1_fd * (D_int_b1 / 1000) * \rho_{a2_fd}) / \mu_{a2_fd}$

$f_b1_fd = 0,0015$

{Cálculo pérdidas de carga lineales tubo flexible 1": Ecuación Darcy-Weisbach}

$hp_b1_fd = f_b1_fd * (L_b1 / D_int_b1) * (v_b1_fd^2 / 4 * g)$ "m"

"Determinación factor f Diagrama Moody Re_b2_fd respecto (e_b2/D_int_b2)"

$v_b2_fd = (caudal_a2_fd / 36000) / (\pi * (D_int_b2 / (2 * 1000))^2)$ "m/s"

$Re_b2_fd = (v_b2_fd * (D_int_b2 / 1000) * \rho_{a2_fd}) / \mu_{a2_fd}$

$f_b2_fd = 0,0015$

{Cálculo pérdidas de carga lineales tubo inoxidable 1": Ecuación Darcy-Weisbach}

$hp_b2_fd = f_b2_fd * (L_b2 / D_int_b2) * (v_b2_fd^2 / 2 * g)$ "m"

"Determinación factor f Diagrama Moody Re_b3_fd respecto (e_b3/D_int_b3)"

$v_b3_fd = (caudal_a2_fd / 36000) / (\pi * (D_int_b3 / (2 * 1000))^2)$ "m/s"

$Re_b3_fd = (v_b3_fd * (D_int_b3 / 1000) * \rho_{a2_fd}) / \mu_{a2_fd}$

$f_b3_fd = 0,0017$

{Cálculo pérdidas de carga lineales tubo inoxidable 2": Ecuación Darcy-Weisbach}

$hp_b3_fd = f_b3_fd * (L_b3 / D_int_b3) * (v_b3_fd^2 / 2 * g)$ "m"

"Determinación factor f Diagrama Moody Re_b4_fd respecto (e_b4/D_int_b4)"

$v_b4_fd = (caudal_a2_fd / 36000) / (\pi * (D_int_b4 / (2 * 1000))^2)$ "m/s"

$Re_b4_fd = (v_b4_fd * (D_int_b4 / 1000) * \rho_{a2_fd}) / \mu_{a2_fd}$

$f_b4_fd = 0,0018$

{Cálculo pérdidas de carga lineales tubo inoxidable 3": Ecuación Darcy-Weisbach}

$hp_b4_fd = f_b4_fd * (L_b4 / D_int_b4) * (v_b4_fd^2 / 2 * g)$ "m"

"Determinación factor f Diagrama Moody Re_b5_fd respecto (e_b5/D_int_b5)"

$v_b5_fd = (caudal_a2_fd / 3600) / (\pi * (D_int_b5 / (2 * 1000))^2)$ "m/s"

$Re_b5_fd = (v_b5_fd * (D_int_b5 / 1000) * \rho_{a2_fd}) / \mu_{a2_fd}$

$f_b5_fd = 0,002$

{Cálculo pérdidas de carga lineales tubo inoxidable 6": Ecuación Darcy-Weisbach}

$hp_b5_fd = f_b5_fd * (L_b5 / D_int_b5) * (v_b5_fd^2 / 2 * g)$ "m"

"Determinación factor f Diagrama Moody Re_b6_fd respecto (e_b6/D_int_b6)"

$v_b6_fd = (caudal_a2_fd / 3600) / (\pi * (D_int_b6 / (2 * 1000))^2)$ "m/s"

$Re_b6_fd = (v_b6_fd * (D_int_b6 / 1000) * \rho_{a2_fd}) / \mu_{a2_fd}$

$f_b6_fd = 0,0023$

{Cálculo pérdidas de carga lineales tubo inoxidable 8": Ecuación Darcy-Weisbach}

$hp_b6_fd = f_b6_fd * (L_b6 / D_int_b6) * (v_b6_fd^2 / 2 * g)$ "m"

"Pérdidas de carga lineales totales"

$hp_b_total_fd = hp_b1_fd + hp_b2_fd + hp_b3_fd + hp_b4_fd + hp_b5_fd + hp_b6_fd$

"m"

"Condensador-Bomba"

"Determinación factor f Diagrama Moody Re_c1_fd respecto (e_c1/D_int_c1)"

$$v_{c1_fd} = (\text{caudal_a3_fd} / 3600) / (\pi * (D_{int_c1} / (2 * 1000))^2) \quad \text{"m/s"}$$

$$Re_{c1_fd} = (v_{c1_fd} * (D_{int_c1} / 1000) * \rho_{a3_fd}) / \mu_{a3_fd}$$

$$f_{c1_fd} = 0,0017$$

{Cálculo pérdidas de carga lineales tubo inoxidable 2": Ecuación Darcy-Weisbach}

$$hp_{c1_fd} = f_{c1_fd} * (L_{c1} / D_{int_c1}) * (v_{c1_fd}^2 / 2 * g) \quad \text{"m"}$$

"Determinación factor f Diagrama Moody Re_c2_fd respecto (e_c2/D_int_c2)"

$$v_{c2_fd} = (\text{caudal_a3_fd} / 3600) / (\pi * (D_{int_c2} / (2 * 1000))^2) \quad \text{"m/s"}$$

$$Re_{c2_fd} = (v_{c2_fd} * (D_{int_c2} / 1000) * \rho_{a3_fd}) / \mu_{a3_fd}$$

$$f_{c2_fd} = 0,0012$$

{Cálculo pérdidas de carga lineales tubo inoxidable 3/4": Ecuación Darcy-Weisbach}

$$hp_{c2_fd} = f_{c2_fd} * (L_{c2} / D_{int_c2}) * (v_{c2_fd}^2 / 2 * g) \quad \text{"m"}$$

"Pérdidas de carga lineales totales"

$$hp_{c_total_fd} = hp_{c1_fd} + hp_{c2_fd} \quad \text{"m"}$$

"Bomba-Evaporador"

"Determinación factor f Diagrama Moody Re_d1_fd respecto (e_d1/D_int_d1)"

$$v_{d1_fd} = (\text{caudal_a4_fd} / 3600) / (\pi * (D_{int_d1} / (2 * 1000))^2) \quad \text{"m/s"}$$

$$Re_{d1_fd} = (v_{d1_fd} * (D_{int_d1} / 1000) * \rho_{a4_fd}) / \mu_{a4_fd}$$

$$f_{d1_fd} = 0,0012$$

{Cálculo pérdidas de carga lineales tubo inoxidable 3/4": Ecuación Darcy-Weisbach}

$$hp_{d1_fd} = f_{d1_fd} * (L_{d1} / D_{int_d1}) * (v_{d1_fd}^2 / 2 * g) \quad \text{"m"}$$

"Determinación factor f Diagrama Moody Re_d2_fd respecto (e_d2/D_int_d2)"

$$v_{d2_fd} = (\text{caudal_a4_fd} / 3600) / (\pi * (D_{int_d2} / (2 * 1000))^2) \quad \text{"m/s"}$$

$$Re_{d2_fd} = (v_{d2_fd} * (D_{int_d2} / 1000) * \rho_{a4_fd}) / \mu_{a4_fd}$$

$$f_{d2_fd} = 0,0016$$

{Cálculo pérdidas de carga lineales tubo inoxidable 1 1/4": Ecuación Darcy-Weisbach}

$$hp_{d2_fd} = f_{d2_fd} * (L_{d2} / D_{int_d2}) * (v_{d2_fd}^2 / 2 * g) \quad \text{"m"}$$

"Determinación factor f Diagrama Moody Re_d3_fd respecto (e_d3/D_int_d3)"

$$v_{d3_fd} = (\text{caudal_a4_fd} / 3600) / (\pi * (D_{int_d3} / (2 * 1000))^2) \quad \text{"m/s"}$$

$$Re_{d3_fd} = (v_{d3_fd} * (D_{int_d3} / 1000) * \rho_{a4_fd}) / \mu_{a4_fd}$$

$$f_{d3_fd} = 0,0013$$

{Cálculo pérdidas de carga lineales tubo inoxidable 3/4": Ecuación Darcy-Weisbach}

$$hp_{d3_fd} = f_{d3_fd} * (L_{d3} / D_{int_d3}) * (v_{d3_fd}^2 / 2 * g) \quad \text{"m"}$$

"Pérdidas de carga lineales totales"

$$hp_{d_total_fd} = hp_{d1_fd} + hp_{d2_fd} + hp_{d3_fd} \quad \text{"m"}$$

{CÁLCULO PÉRDIDAS DE CARGA SINGULARES EN CADA TRAMO}**"Evaporador-Turbina"**

{TRAMO a_directo}

{Reducción 2-1--> Cálculo pérdida carga mediante método teórico}

$$h_{reduccion_a_fd} = k_{reduccion_a} * (v_{a2_fd}^2 / (2 * g)) \quad \text{"m"}$$

{Método longitud equivalente: Elegido finalmente método cálculo pérdidas carga accesorios}

$$\begin{aligned}hs_{a1_fd} &= f_{a1_fd} \cdot (L_{equivalente_a1} / D_{int_a1}) \cdot (v_{a1_fd}^2 / 2 \cdot g) & "m" \\hs_{a2_fd} &= f_{a1_fd} \cdot (L_{equivalente_a2} / D_{int_a1}) \cdot (v_{a1_fd}^2 / 2 \cdot g) & "m" \\hs_{a_total_fd} &= h_{reduccion_a_fd} + hs_{a1_fd} + hs_{a2_fd} & "m"\end{aligned}$$

{Método teórico}

$$\begin{aligned}hk_{a1_fd} &= k_{a1} \cdot (v_{a1_fd}^2 / (2 \cdot g)) & "m" \\hk_{a2_fd} &= k_{a2} \cdot (v_{a1_fd}^2 / (2 \cdot g)) & "m" \\hk_{a_total_fd} &= h_{reduccion_a_fd} + hk_{a1_fd} + hk_{a2_fd} & "m"\end{aligned}$$

{TRAMO a_filtro}

{Aumento 2-3--> Cálculo pérdida carga mediante método teórico}

$$h_{aumento_a_fd} = k_{aumento_a} \cdot (v_{a_2_fd}^2 / (2 \cdot g)) \quad "m"$$

{Método longitud equivalente: Elegido finalmente método cálculo pérdidas carga accesorios}

$$\begin{aligned}hs_{a_1_fd} &= 3 \cdot (f_{a_1_fd} \cdot (L_{equivalente_a_1} / D_{int_a_1}) \cdot (v_{a_1_fd}^2 / 2 \cdot g)) & "m" \\hs_{a_2_fd} &= f_{a_1_fd} \cdot (L_{equivalente_a_2} / D_{int_a_1}) \cdot (v_{a_1_fd}^2 / 2 \cdot g) & "m" \\hs_{a_total_filtro_fd} &= h_{aumento_a_fd} + hs_{a_1_fd} + hs_{a_2_fd} + h_{a_3} & "m"\end{aligned}$$

{Método teórico}

$$\begin{aligned}hk_{a_1_fd} &= 3 \cdot (k_{a_1} \cdot (v_{a_1_fd}^2 / (2 \cdot g))) & "m" \\hk_{a_2_fd} &= k_{a_2} \cdot (v_{a_1_fd}^2 / (2 \cdot g)) & "m" \\hk_{a_total_filtro_fd} &= h_{aumento_a_fd} + hk_{a_1_fd} + hk_{a_2_fd} + h_{a_3} & "m"\end{aligned}$$

"Turbina-Condensador"

{Aumento 1-2", Reducción 6-3" y de 8-6" --> Cálculo pérdida carga mediante método

teórico}

$$\begin{aligned}h_{aumento_b_fd} &= k_{aumento_b} \cdot (v_{b2_fd}^2 / (2 \cdot g)) & "m" \\h_{reduccion_b_fd} &= k_{reduccion_b} \cdot (v_{b4_fd}^2 / (2 \cdot g)) & "m" \\h_{reduccion_c_fd} &= k_{reduccion_c} \cdot (v_{b5_fd}^2 / (2 \cdot g)) & "m"\end{aligned}$$

{Método longitud equivalente: Elegido finalmente método cálculo pérdidas carga accesorios}

$$\begin{aligned}hs_{b1_fd} &= 2 \cdot (f_{b2_fd} \cdot (L_{equivalente_b1} / D_{int_b2}) \cdot (v_{b2_fd}^2 / 2 \cdot g)) & "m" \\hs_{b2_fd} &= 3 \cdot (f_{b3_fd} \cdot (L_{equivalente_b2} / D_{int_b3}) \cdot (v_{b3_fd}^2 / 2 \cdot g)) & "m" \\hs_{b3_fd} &= 3 \cdot (f_{b3_fd} \cdot (L_{equivalente_b3} / D_{int_b3}) \cdot (v_{b3_fd}^2 / 2 \cdot g)) & "m" \\hs_{b4_fd} &= f_{b4_fd} \cdot (L_{equivalente_b4} / D_{int_b4}) \cdot (v_{b4_fd}^2 / 2 \cdot g) & "m" \\hs_{b5_fd} &= 2 \cdot (f_{b4_fd} \cdot (L_{equivalente_b5} / D_{int_b4}) \cdot (v_{b4_fd}^2 / 2 \cdot g)) & "m" \\hs_{b6_fd} &= 2 \cdot (f_{b5_fd} \cdot (L_{equivalente_b6} / D_{int_b5}) \cdot (v_{b5_fd}^2 / 2 \cdot g)) & "m"\end{aligned}$$

$$hs_{b_total_fd} = h_{aumento_b_fd} + h_{reduccion_b_fd} + h_{reduccion_c_fd} + hs_{b1_fd} + hs_{b2_fd} + hs_{b3_fd} + hs_{b4_fd} + hs_{b5_fd} + hs_{b6_fd} \quad "m"$$

{Método teórico}

$$\begin{aligned}hk_{b1_fd} &= 2 \cdot (k_{b1} \cdot (v_{b2_fd}^2 / (2 \cdot g))) & \{m\} \\hk_{b2_fd} &= 3 \cdot (k_{b1} \cdot (v_{b3_fd}^2 / (2 \cdot g))) & \{m\} \\hk_{b3_fd} &= 3 \cdot (k_{b2} \cdot (v_{b3_fd}^2 / (2 \cdot g))) & \{m\} \\hk_{b4_fd} &= k_{b2} \cdot (v_{b4_fd}^2 / (2 \cdot g)) & \{m\} \\hk_{b5_fd} &= 2 \cdot (k_{b3} \cdot (v_{b4_fd}^2 / (2 \cdot g))) & \{m\} \\hk_{b6_fd} &= 2 \cdot (k_{b2} \cdot (v_{b5_fd}^2 / (2 \cdot g))) & \{m\}\end{aligned}$$

$$hk_{b_total_fd} = h_{aumento_b_fd} + h_{reduccion_b_fd} + h_{reduccion_c_fd} + hk_{b1_fd} + hk_{b2_fd} + hk_{b3_fd} + hk_{b4_fd} + hk_{b5_fd} + hk_{b6_fd} \quad "m"$$

"Condensador-Bomba"

{Reducción 2-3/4"--> Cálculo pérdida carga mediante método teórico}

$$h_{\text{reduccion_d_fd}} = k_{\text{reduccion_d}} \cdot (v_{\text{c2_fd}}^2 / (2 \cdot g)) \quad \text{"m"}$$

{Método longitud equivalente: Elegido finalmente método cálculo pérdidas carga accesorios}

$$hs_{\text{c1_fd}} = 2 \cdot (f_{\text{c1_fd}} \cdot (L_{\text{equivalente_c1}} / D_{\text{int_c1}})) \cdot (v_{\text{c1_fd}}^2 / (2 \cdot g)) \quad \text{"m"}$$

$$hs_{\text{c_total_fd}} = h_{\text{reduccion_d_fd}} + hs_{\text{c1_fd}} \quad \text{"m"}$$

{Método teórico}

$$hk_{\text{c1_fd}} = 2 \cdot (k_{\text{c1}} \cdot (v_{\text{c1_fd}}^2 / (2 \cdot g)))$$

$$hk_{\text{c_total_fd}} = h_{\text{reduccion_d_fd}} + hk_{\text{c1_fd}} \quad \text{"m"}$$

"Bomba-Evaporador"

{Reducción 3/4-1 1/4"--> Cálculo pérdida carga mediante método teórico}

$$h_{\text{aumento_c_fd}} = k_{\text{aumento_c}} \cdot (v_{\text{d2_fd}}^2 / (2 \cdot g))$$

{Método longitud equivalente: Elegido finalmente método cálculo pérdidas carga accesorios}

$$hs_{\text{d1_fd}} = 2 \cdot (f_{\text{d1}} \cdot (L_{\text{equivalente_d1}} / D_{\text{int_d1}})) \cdot (v_{\text{d3_fd}}^2 / (2 \cdot g)) \quad \text{"m"}$$

$$hs_{\text{d2_fd}} = f_{\text{d2}} \cdot (L_{\text{equivalente_d2}} / D_{\text{int_d2}}) \cdot (v_{\text{d2_fd}}^2 / (2 \cdot g)) \quad \text{"m"}$$

$$hs_{\text{d3_fd}} = 2 \cdot (f_{\text{d2}} \cdot (L_{\text{equivalente_d3}} / D_{\text{int_d2}})) \cdot (v_{\text{d2_fd}}^2 / (2 \cdot g)) \quad \text{"m"}$$

$$hs_{\text{d_total_fd}} = h_{\text{aumento_c_fd}} + hs_{\text{d1_fd}} + hs_{\text{d2_fd}} + hs_{\text{d3_fd}}$$

"m"

{Método teórico}

$$hk_{\text{d1_fd}} = 2 \cdot (k_{\text{d1}} \cdot (v_{\text{d3_fd}}^2 / (2 \cdot g))) \quad \text{"m"}$$

$$hk_{\text{d2_fd}} = (k_{\text{d2}} \cdot (v_{\text{d2_fd}}^2 / (2 \cdot g))) \quad \text{"m"}$$

$$hk_{\text{d3_fd}} = 2 \cdot (k_{\text{d1}} \cdot (v_{\text{d2_fd}}^2 / (2 \cdot g))) \quad \text{"m"}$$

$$hk_{\text{d_total_fd}} = h_{\text{aumento_c_fd}} + hk_{\text{d1_fd}} + hk_{\text{d2_fd}} + hk_{\text{d3_fd}} \quad \text{"m"}$$

{CÁLCULO PÉRDIDAS DE CARGA TOTALES EN CADA TRAMO}**"Evaporador-Turbina"**

$$H_{\text{total_punto_1_fd}} = (\rho_{\text{a1_fd}} \cdot g / 100000) \cdot (hs_{\text{a_total_fd}} + hp_{\text{a_total_fd}}) \quad \text{"bar"}$$

$$H_{\text{total_punto_1_f_fd}} = (\rho_{\text{a1_fd}} \cdot g / 100000) \cdot (hs_{\text{a_total_filtro_fd}} + hp_{\text{a_total_filtro_fd}})$$

"bar"**"Turbina-Condensador"**

$$H_{\text{total_punto_2_fd}} = (\rho_{\text{a2_fd}} \cdot g / 100000) \cdot (hp_{\text{b_total_fd}} + hs_{\text{b_total_fd}}) \quad \text{"bar"}$$

"Condensador-Bomba"

$$H_{\text{total_punto_3_fd}} = (\rho_{\text{a3_fd}} \cdot g / 100000) \cdot (hp_{\text{c_total_fd}} + hs_{\text{c_total_fd}}) \quad \text{"bar"}$$

"Bomba_Evaporador"

$$H_{\text{total_punto_4_fd}} = (\rho_{\text{a4_fd}} \cdot g / 100000) \cdot (hp_{\text{d_total_fd}} + hs_{\text{d_total_fd}}) \quad \text{"bar"}$$